

第10章 连接

本章教学内容

§ 10-1 螺纹连接

§ 10-2 螺旋传动

§ 10-3 键连接

本章重点

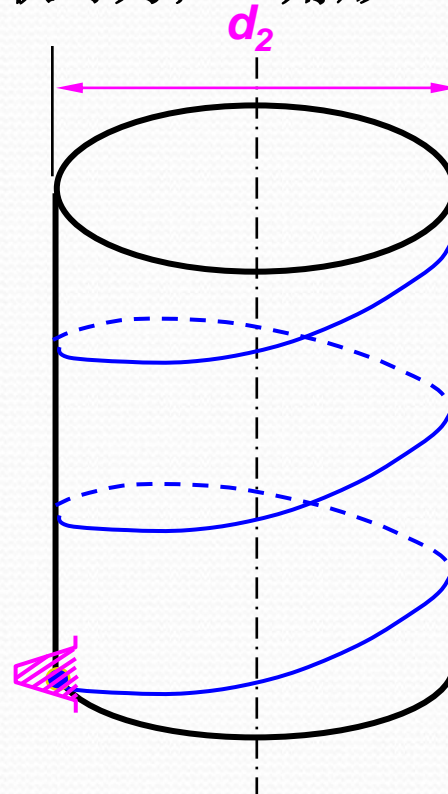
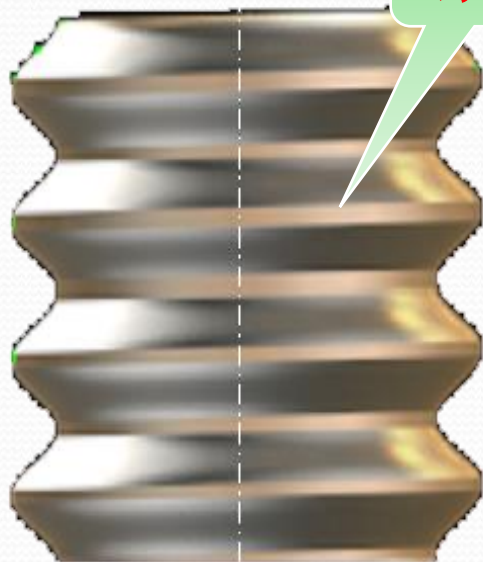
- ✓ 螺纹连接的分类、各部分名称和结构参数
- ✓ 螺旋副的受力分析、效率及自锁
- ✓ 螺纹连接的预紧和防松及强度校核计算

§ 10-1 螺纹连接

一、螺纹

螺旋线----一动点在一圆柱体的表面上，一边绕轴线等速旋转，同时沿轴向作等速移动的轨迹。

螺纹----一平面图形沿螺旋线运动，运动时保持该图形通过圆柱体的轴线，就得到螺纹。平面图形形状可为：三角形、矩形、梯形、锯齿形等。



1、螺纹的分类

螺纹的分类

按螺纹的牙型分

矩形螺纹
三角形螺纹
梯形螺纹
锯齿形螺纹

按螺纹的旋向分

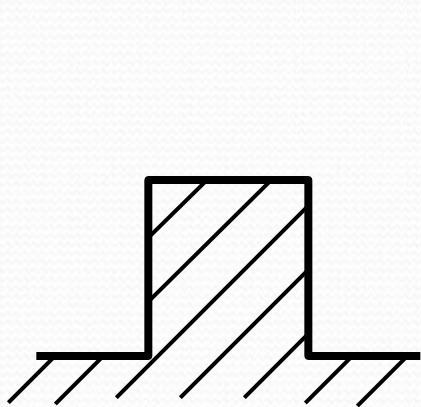
按螺旋线的根数分

按回转体的内外表面分

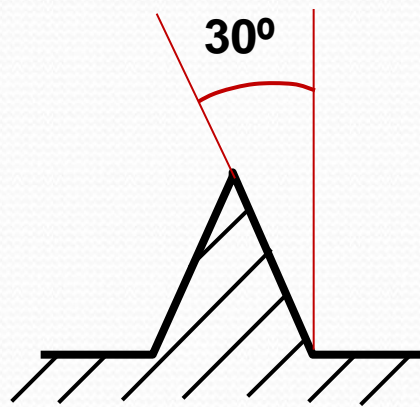
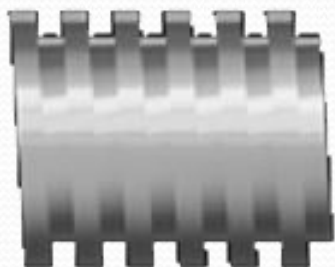
按螺旋的作用分

按母体形状分

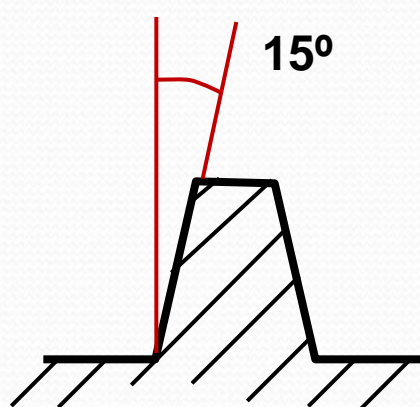
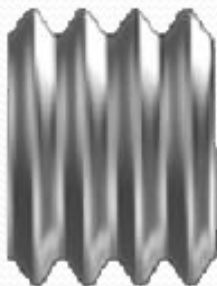
螺纹的牙型： 矩形、三角形、梯形、锯齿形



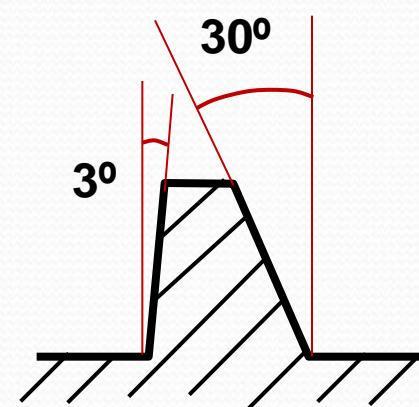
矩形螺纹



三角形螺纹



梯形螺纹



锯齿形螺纹



三角形螺纹——联接螺纹

矩形、梯形、锯齿形螺纹——传动螺纹



螺纹的分类

按螺纹的牙型分

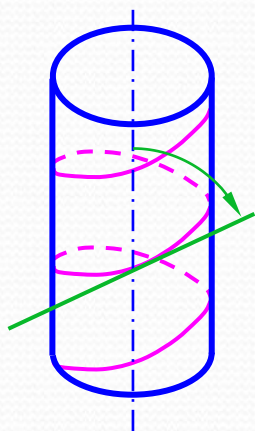
- 矩形螺纹
- 三角形螺纹
- 梯形螺纹
- 锯齿形螺纹

按螺纹的旋向分

- 右旋螺纹
- 左旋螺纹

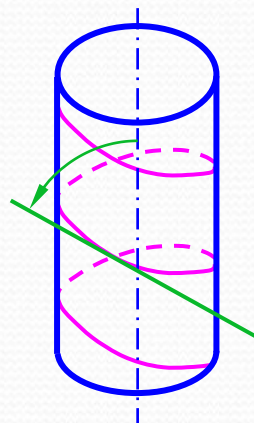
判断方法

- ①螺旋线向右升高→右旋
- ②以轴线为基准(外)



右旋螺纹

常用



左旋螺纹

螺纹的分类

按螺纹的牙型分

- 矩形螺纹
- 三角形螺纹
- 梯形螺纹
- 锯齿形螺纹

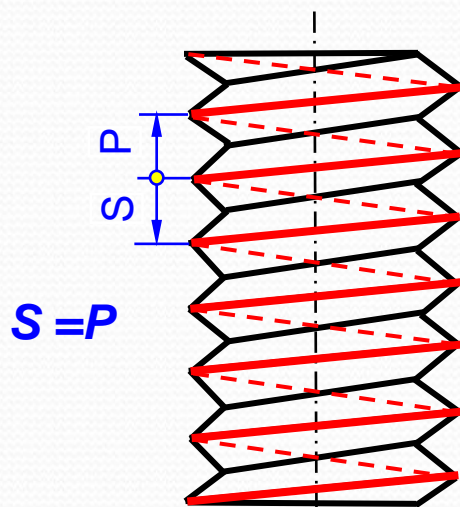
按螺纹的旋向分

- 右旋螺纹
- 左旋螺纹

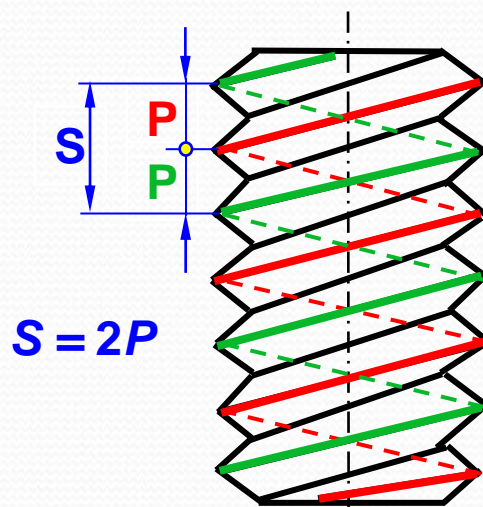
按螺旋线的根数分

- 单线螺纹
- 多线螺纹

n 线螺纹: $S = nP$
一般: $n \leq 4$



单线螺纹



双线螺纹

螺纹的分类

按螺纹的牙型分

矩形螺纹
三角形螺纹
梯形螺纹
锯齿形螺纹

按螺纹的旋向分

右旋螺纹
左旋螺纹

按螺旋线的根数分

单线螺纹
多线螺纹

按回转体的内外表面分

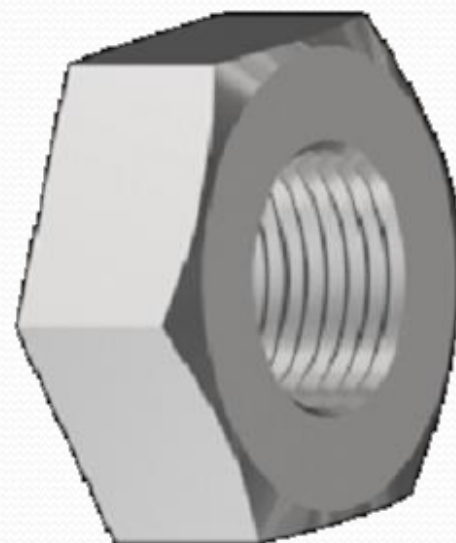
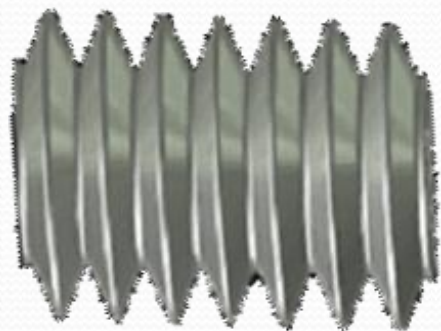
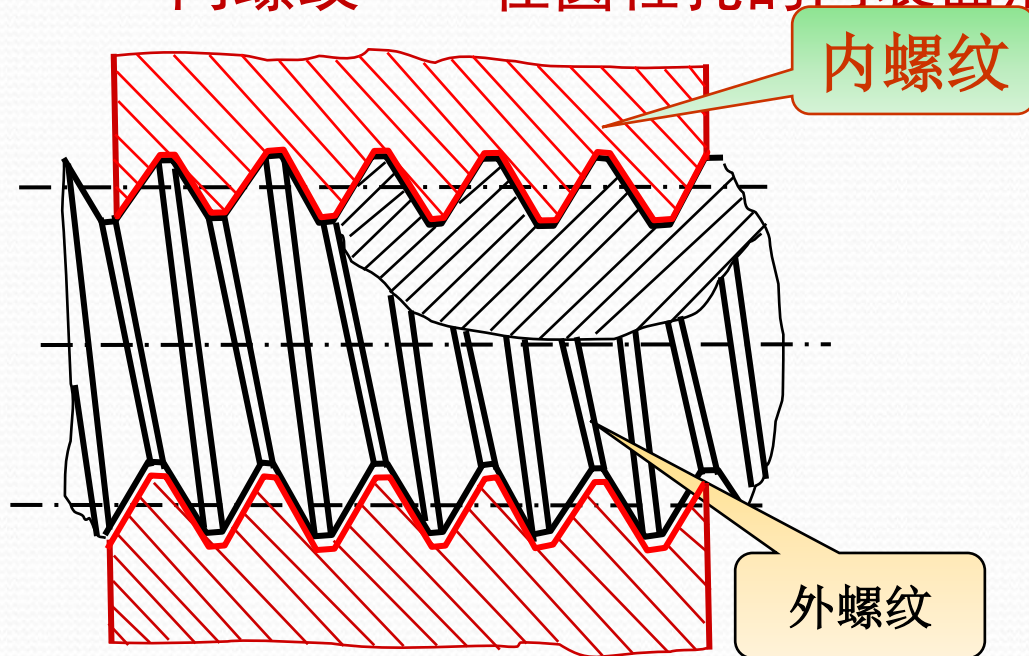
外螺纹
内螺纹

螺纹副

按回转体的内外表面分：

外螺纹——在圆柱体的外表面形成的螺纹

内螺纹——在圆柱孔的内表面形成的螺纹



螺纹的分类

按螺纹的牙型分

矩形螺纹
三角形螺纹
梯形螺纹
锯齿形螺纹

按螺纹的旋向分

右旋螺纹
左旋螺纹

按螺旋线的根数分

单线螺纹
多线螺纹

按回转体的内外表面分

外螺纹
内螺纹

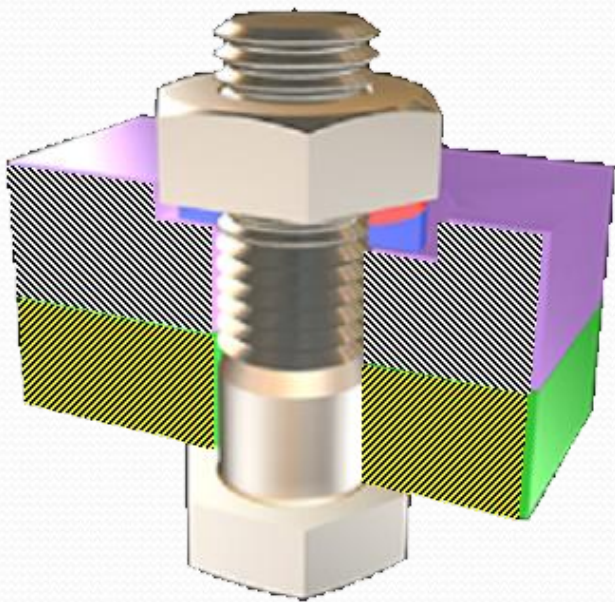
按螺旋的作用分

联接螺纹
传动螺纹

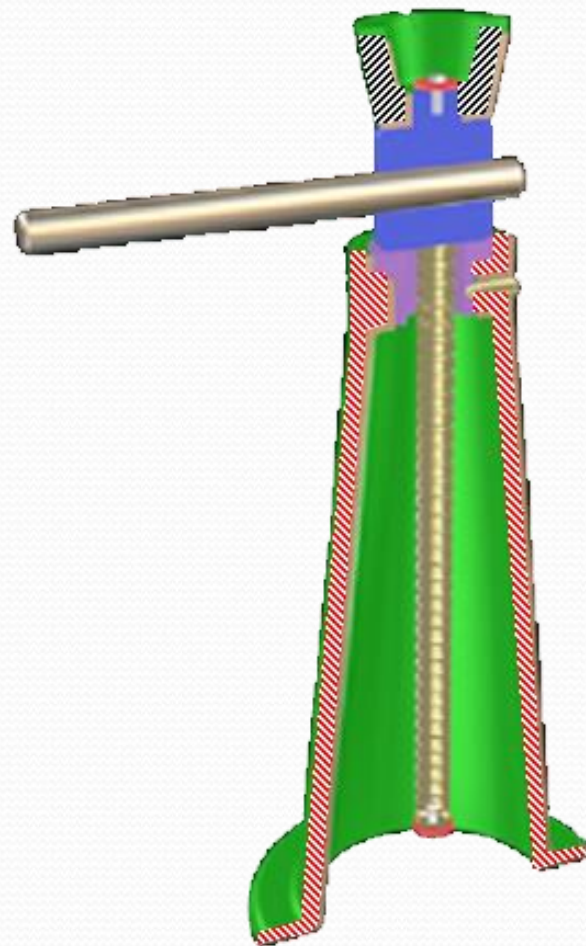


螺旋传动

按螺旋的作用分：联接螺纹
传动螺纹



联接螺纹



传动螺纹

螺纹的分类

按螺纹的牙型分

矩形螺纹
三角形螺纹
梯形螺纹
锯齿形螺纹

按螺纹的旋向分

右旋螺纹
左旋螺纹

按螺旋线的根数分

单线螺纹
多线螺纹

按回转体的内外表面分

外螺纹
内螺纹

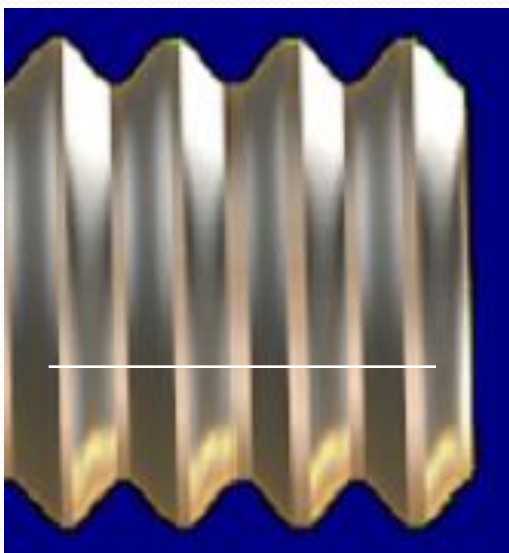
按螺旋的作用分

联接螺纹
传动螺纹

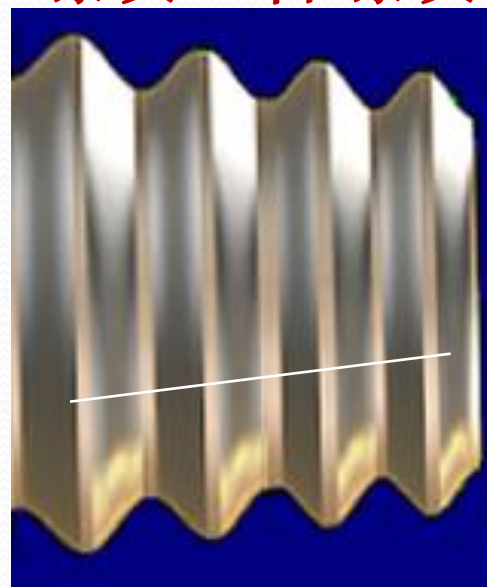
按母体形状分

圆柱螺纹
圆锥螺纹

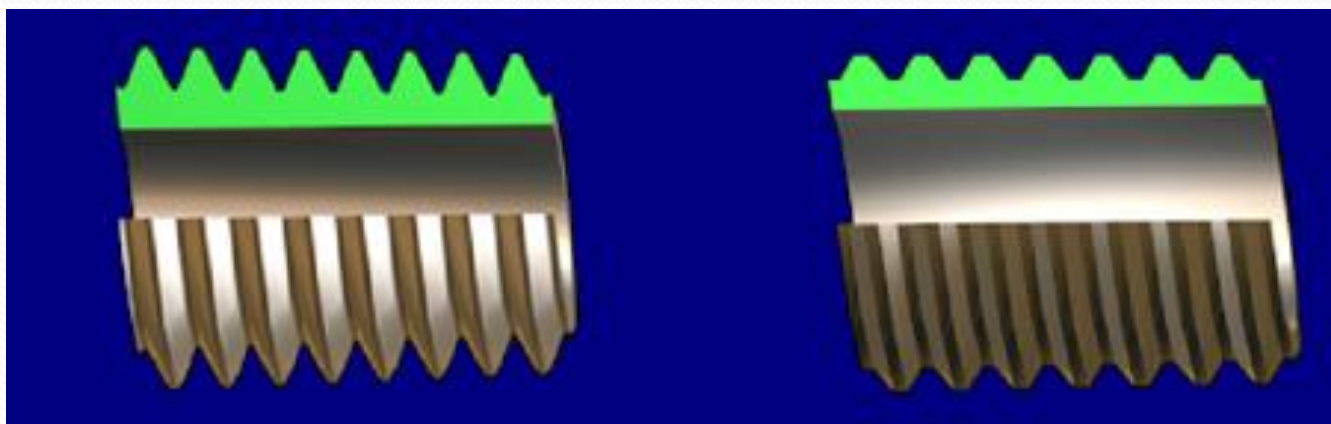
按母体形状分： 圆柱螺纹、圆锥螺纹、管螺纹



圆柱螺纹



圆锥螺纹



管螺纹

螺纹的分类

按螺纹的牙型分

矩形螺纹
三角形螺纹
梯形螺纹
锯齿形螺纹

按螺纹的旋向分

右旋螺纹
左旋螺纹

按螺旋线的根数分

单线螺纹
多线螺纹

按回转体的内外表面分

外螺纹
内螺纹

按螺旋的作用分

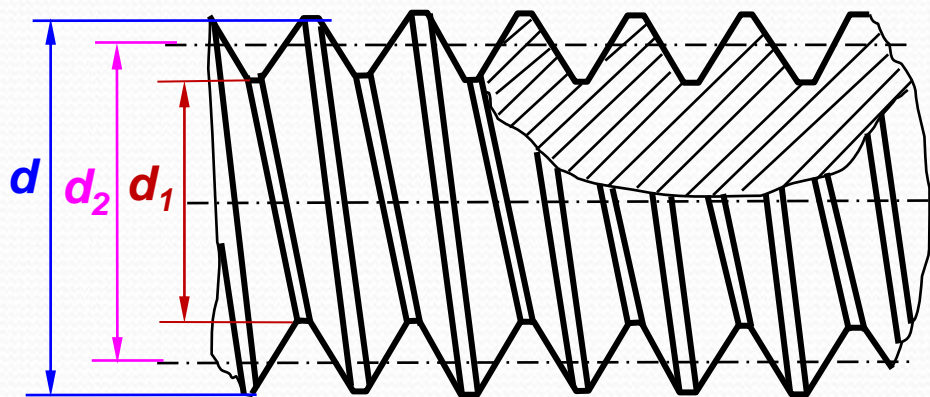
联接螺纹
传动螺纹

按母体形状分

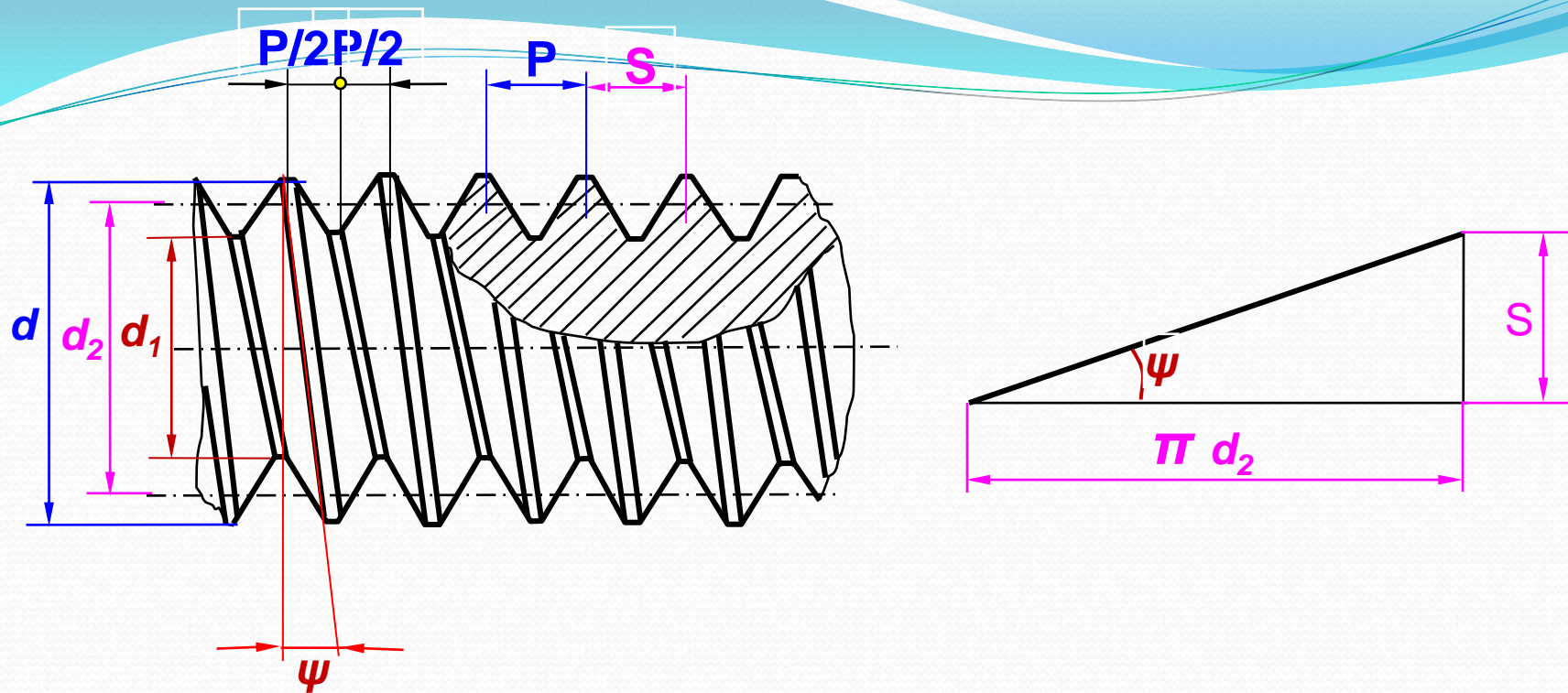
圆柱螺纹
圆锥螺纹

2、螺纹的主要参数

- 1) 大径(外径) $d(D)$ ——与外螺纹牙顶（或内螺纹牙底）相重合的假想圆柱面直径，亦称公称直径。
- 2) 小径(内径) $d_1(D_1)$ ——与外螺纹牙底相重合的假想圆柱面直径。常作为危险剖面计算直径。
- 3) 中径 d_2 ——在轴向剖面内牙厚与牙间宽相等处的假想圆柱面的直径， $d_2 \approx 0.5(d+d_1)$ 。确定螺纹几何参数和配和性质的直径。



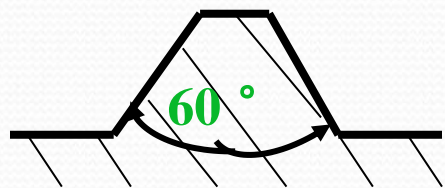
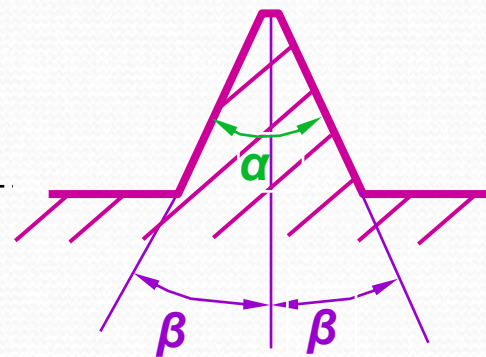
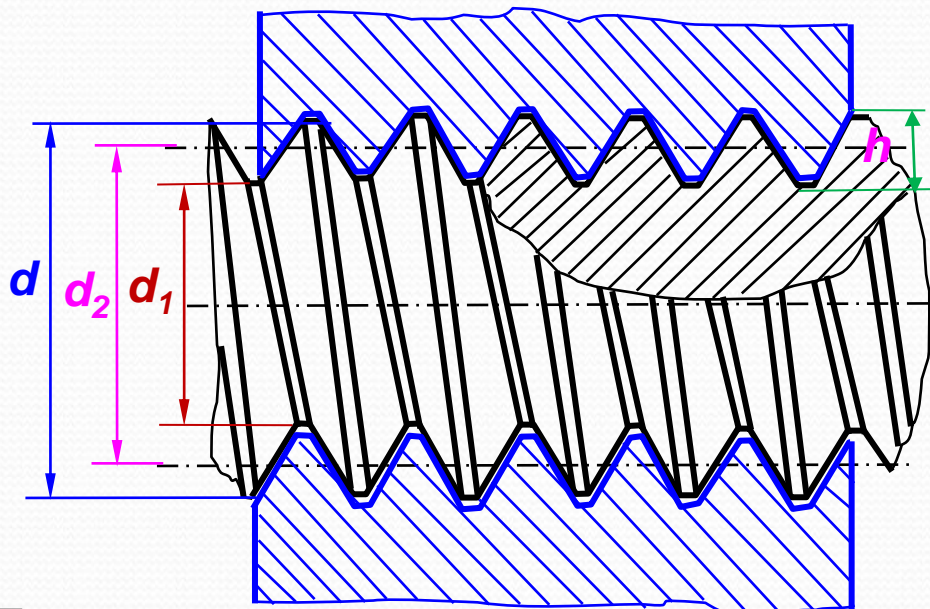
大径-选择螺纹时用
小径-计算强度时用
中径-受力分析时用



- 4) 螺距 P : 相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离。
- 5) 导程 (S) : 同一螺旋线上相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离。
- 6) 线数 n : 螺纹螺旋线数目, 一般为便于制造 $n \leq 4$
螺距、导程、线数之间关系: $S = nP$
- 7) 螺纹升角 ψ : 中径上螺旋线的切线与垂直于螺旋线轴线的平面的夹角。

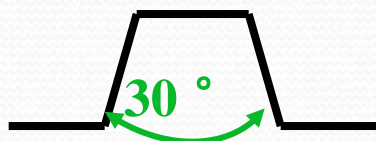
★
$$\operatorname{tg} \psi = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{nP}{\pi d_2}$$

- 8) 牙型角 α : 螺纹轴向平面内螺纹牙型两侧边的夹角。
- 9) 牙侧角 β : 螺纹牙的侧边与螺纹轴线垂直平面的夹角。
- 10) 工作高度 h : 内外螺纹旋合后的接触面的径向高度。



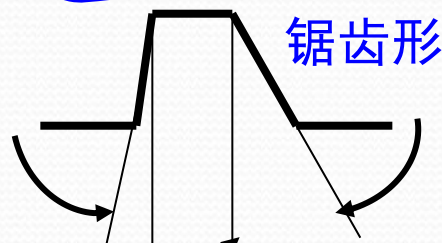
普通

$\alpha = 60^\circ$
 $\beta = 30^\circ$



梯形

$\alpha = 30^\circ$
 $\beta = 15^\circ$



锯齿形

3°
 $\beta_{\text{工}} = 3^\circ$,
 $\beta_{\text{非}} = 30^\circ$



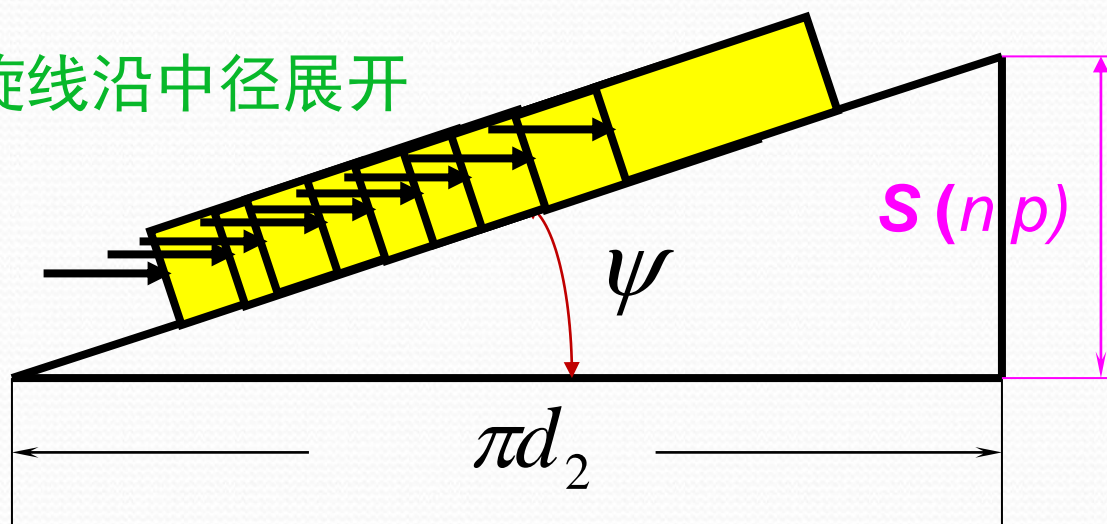
矩形

$\alpha = 0^\circ$
 $\beta = 0^\circ$

二、螺旋副的受力分析、效率和自锁

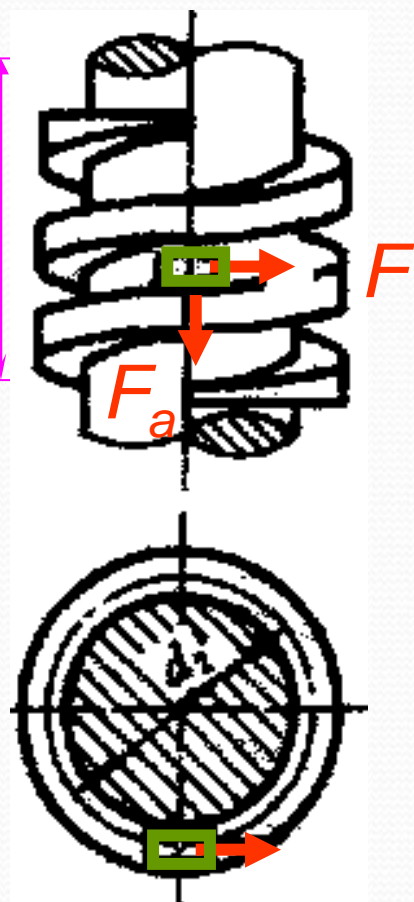
内螺纹 } 螺旋副 { 联接 } 相对运动 → 拧紧、加载、
外螺纹 } 传动 } 顶起重物
→ 在轴向载荷下相对运动 → 滑块(重物)在斜面运动

→ 将螺旋线沿中径展开



螺纹的拧紧: 螺母在 F 和 F_a 的联合作用下, 逆着 F_a 等速向上运动。

螺纹的拧松: 螺母在 F 和 F_a 的联合作用下, 顺着 F_a 等速向下运动。



1. 矩形螺纹 ($\beta = 0^\circ$ $\alpha = 0^\circ$)

分析: 1. 当匀速上升:

→ 加载 F_a (轴向力, 自重, 阻力) → 法向反力 F_n (\perp 斜面)

→ 施加水平推力 F → 摩擦阻力: $f \cdot F_n = F_f$

→ 合反力 F_R \because (滑块) 合力 = 0

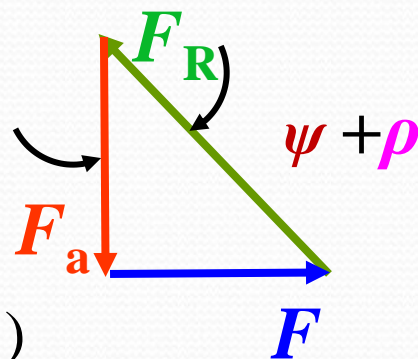
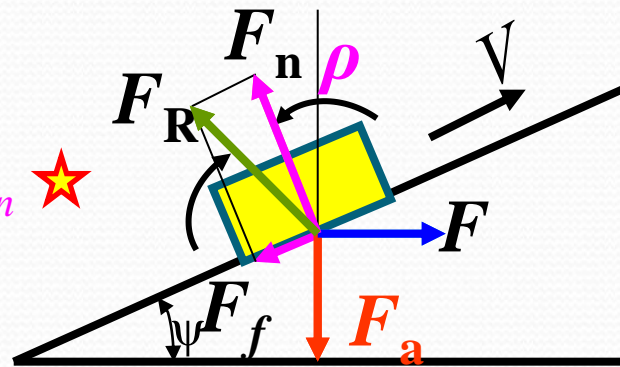
F_R 与 F_n 夹角 → 摩擦角 ρ : $\text{tg} \rho = f = F_f / F_n$ ★

$\therefore F_R$ 与 F_a 夹角 = $\psi + \rho$

$$\therefore F = F_a \text{tg}(\psi + \rho) \quad (10-2)$$

作用在螺旋副上的驱动力矩:

$$\star T = F \frac{d_2}{2} = F_a \text{tg}(\psi + \rho) \times \frac{d_2}{2}$$

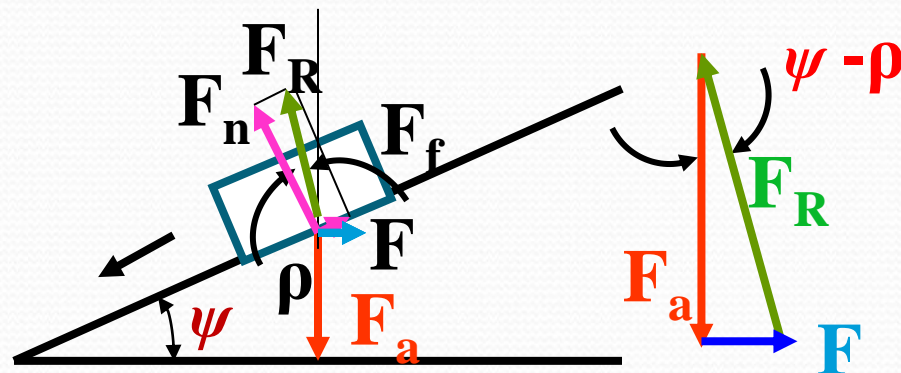


(10-3)

分析：当匀速下降：

→ 施加水平支持力 F
(匀速下滑)

$$F = F_a \operatorname{tg}(\psi - \rho)$$



$$\star T = F \frac{d_2}{2} = F_a \operatorname{tg}(\psi - \rho) \times \frac{d_2}{2} \quad (10-5)$$

1) 若 $\psi > \rho$ ，则 T 为正值，其方向与螺母运动方向相反，是阻力； $F > 0$

2) 若 $\psi < \rho$ ，则 T 为负值，方向相反，其方向与预先假定的方向相反，而与螺母运动方向相同，成为放松螺母所需外加的驱动力矩。 $F < 0$ → 无论 F_a 多大，滑块不会自动下滑 → 自锁

自锁条件： $F \leq 0 \rightarrow \psi \leq \rho$ \star

2. 非矩形螺纹 ($\beta \neq 0^\circ$)

矩形螺纹忽略升角的影响时有:

$$F_n = F_a$$

当 $\beta \neq 0^\circ$ 时, 摩擦力为:

$$F' = f \cdot F_n = \frac{f}{\cos \beta} \cdot F_a$$

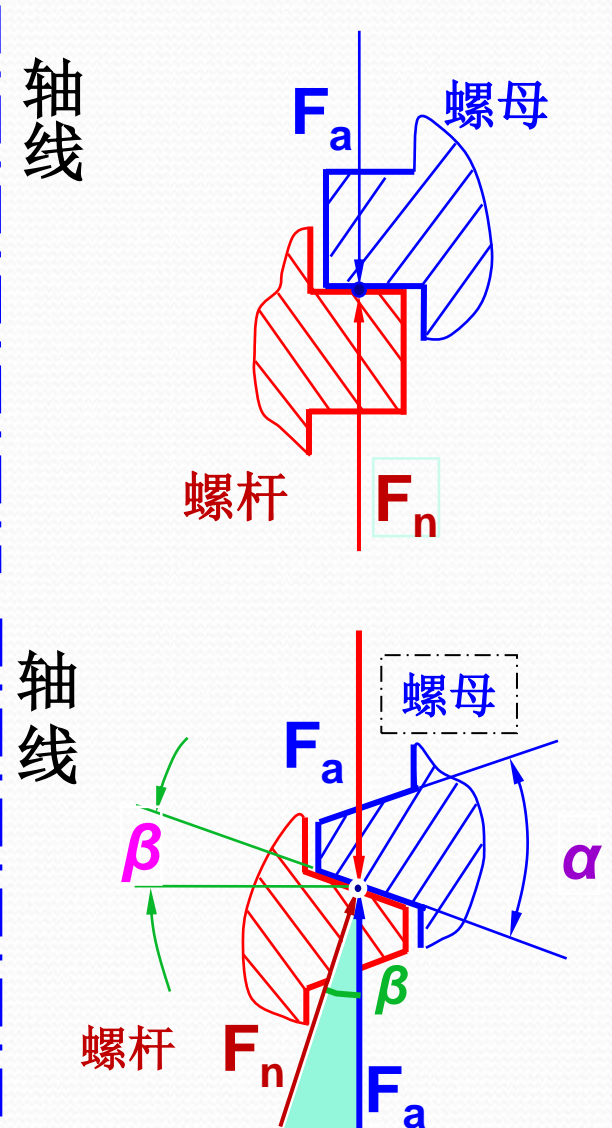
$$= f' \cdot F_a$$

摩擦系数为 f 的非矩形螺纹所产生的摩擦力与摩擦系数为 f' , 的矩形螺纹所产生的摩擦力相当。

故称 f' 为当量摩擦系数。

$$f' = \frac{f}{\cos \beta} = \operatorname{tg} \rho'$$

称 ρ' 为当量摩擦角



引入参数 f' 和 ρ' 就可象矩形螺纹那样对非矩形螺纹进行力的分析。

滑块上升

$$F = F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho')$$

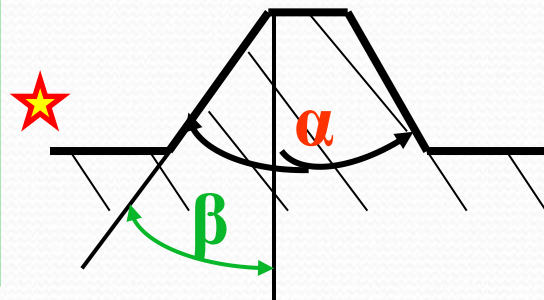
$$T = \frac{d_2}{2} F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho')$$



滑块下降:

$$F = F_a \operatorname{tg}(\psi - \rho')$$

$$T = \frac{d_2}{2} F_a \operatorname{tg}(\psi - \rho')$$



非矩形螺旋的自锁条件: $\psi \leq \rho'$ 对于联接螺纹必须满足自锁条件。★

要自锁好 $\rightarrow \alpha (\beta) \uparrow, \psi \downarrow$ (单头)

3. 效率:

螺母旋转一周所需的输入功为: $W_1 = 2\pi T$;

此时螺母上升一个导程 s , 其有效功为: $W_2 = F_a S$ 。

因此螺旋副的效率为: 有效功与输入功之比。

$$\eta = \frac{W_2}{W_1} = \frac{F_a S}{2\pi T} = \frac{F_a \pi d_2 \tan \psi}{2\pi \frac{F_a d_2}{2} \tan(\psi + \rho')} = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho')}$$

当 ρ' 一定时, 效率 η 随着螺纹升角 ψ 的增加而提高。

★
$$\eta = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho')}$$

当 ρ' 一定时，在 $\psi=45^\circ-\rho'/2$ 处效率曲线有极大值。

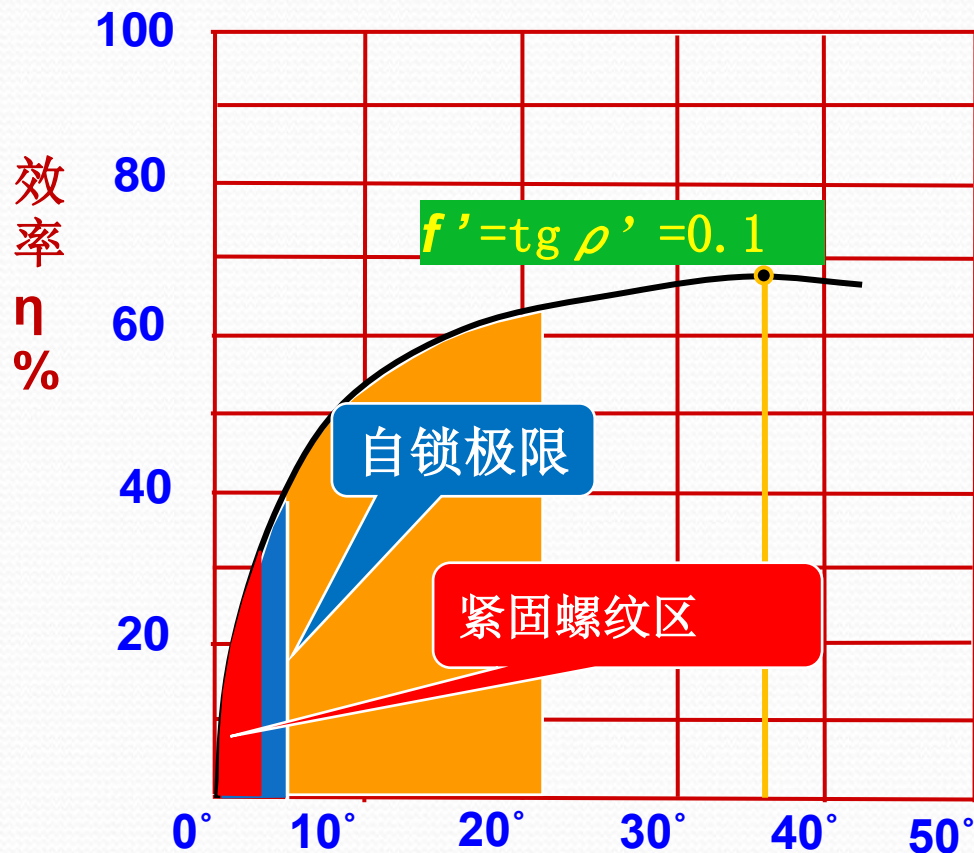
对于传动螺旋，一般取：

$$\rho' < \psi \leq 25^\circ$$

升角过大，制造困难，且效率增高也不明显。

对于联接螺纹，必须取：

$$\psi \leq \rho' = 5.7^\circ$$



螺旋副受力分析、效率、自锁条件

	滑块沿斜面匀速上升	滑块沿斜面匀速上升
水平推力F	$F = F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho')$	$F = F_a \operatorname{tg}(\psi - \rho')$
驱动力矩T	$T = \frac{d_2}{2} F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho')$	$T = \frac{d_2}{2} F_a \operatorname{tg}(\psi - \rho')$
效率	$\eta = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho')}$	
自锁条件		$\psi \leq \rho'$

三、螺纹连接基本类型及螺纹联接件

1. 螺纹连接的类型

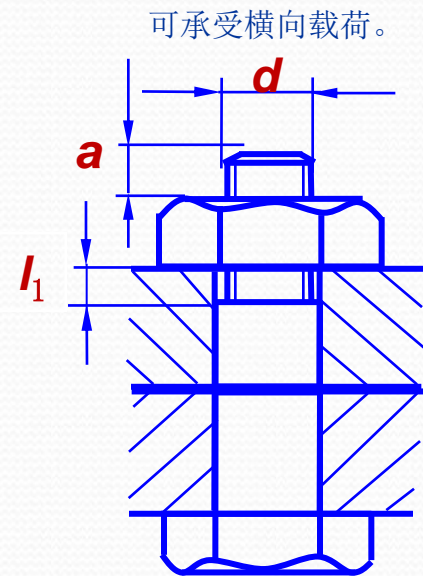
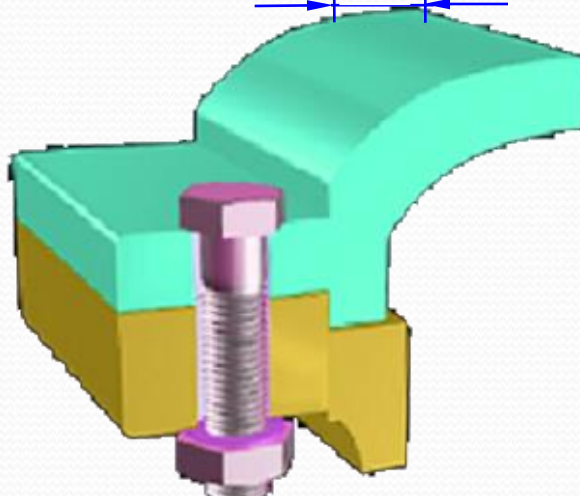
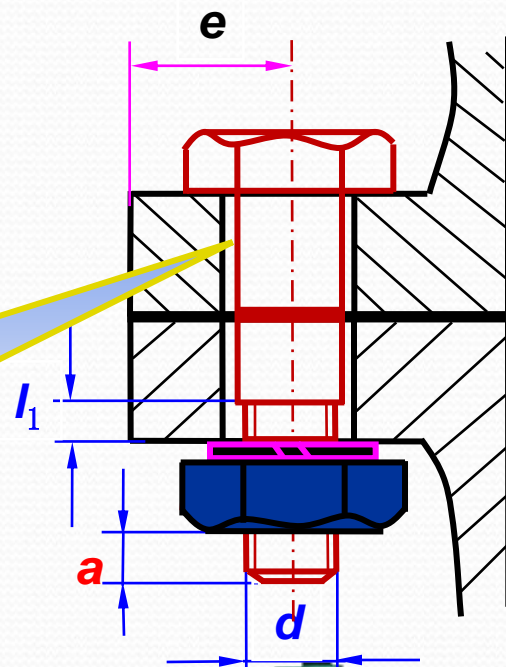
(1) 螺栓连接

用于经常拆装易磨损之处。

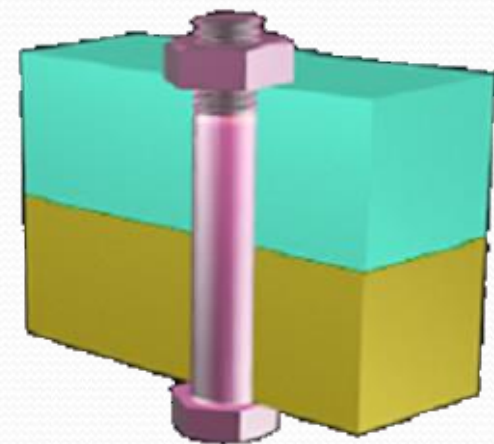
孔与螺杆之间留有间隙

a 普通螺栓联接

b 精密螺栓联接
(绞制孔螺栓)

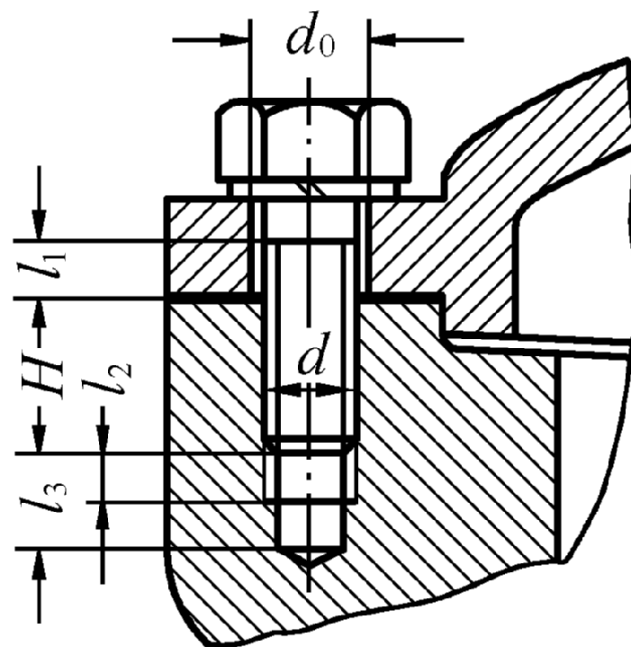
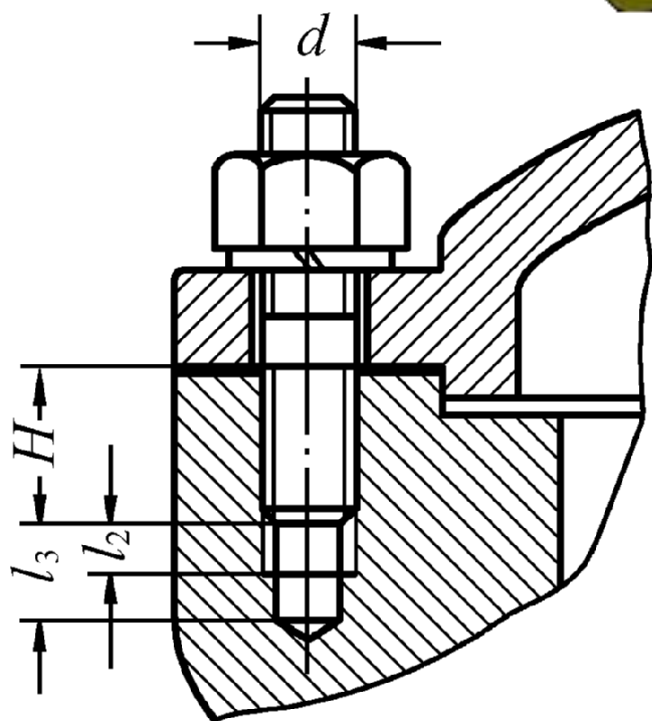
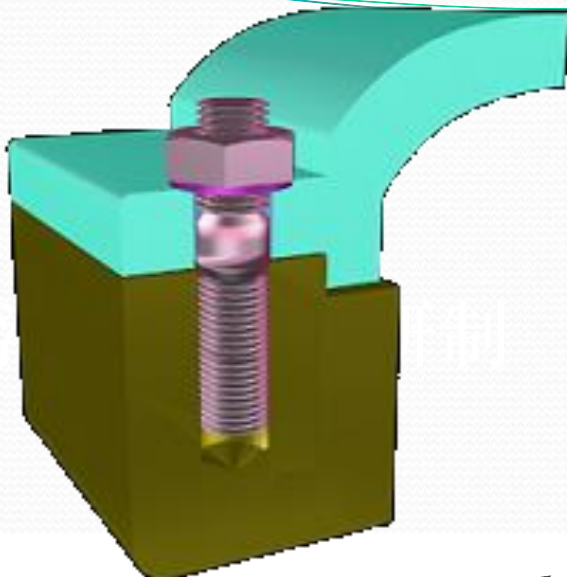


绞制孔螺栓

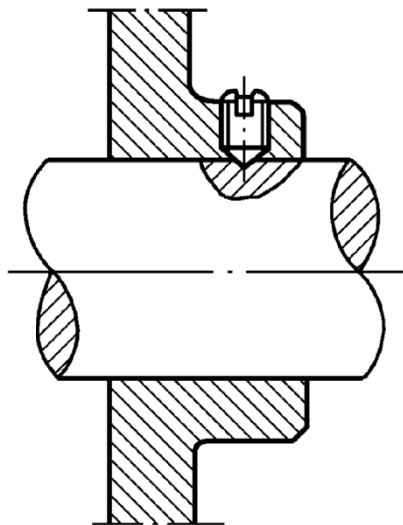


(2) 双头螺柱联接

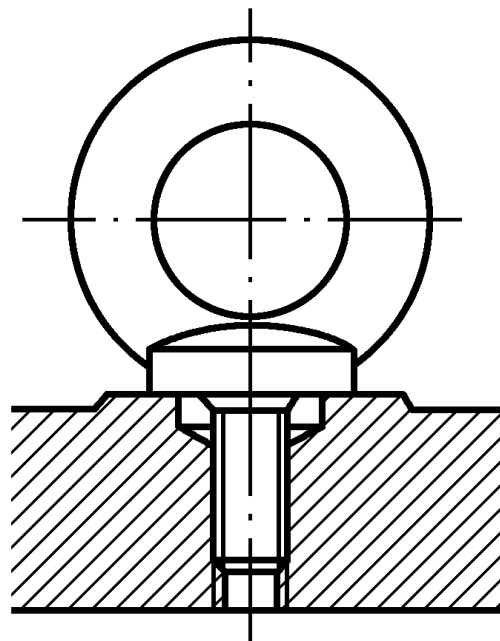
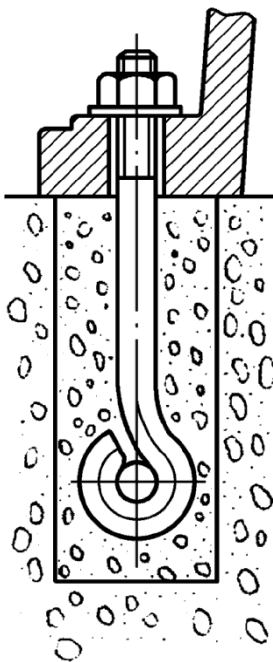
(3) 螺钉联接



(4) 紧定螺钉联接——拧入后，利用杆末端顶住另一零件表面或旋入零件相应的缺口中以固定零件的相对位置。可传递不大的轴向力或扭矩。



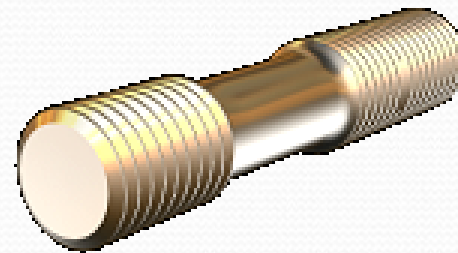
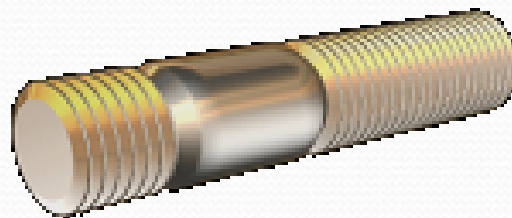
(5) 特殊联接：地脚螺栓联接，吊环螺钉联接



2. 标准螺纹连接件

1) 螺栓 普通螺栓 ——六角头, 小六角头, 标准六角头, 大六角头, 内六角

铰制孔螺栓 —— 螺纹部分直径较小

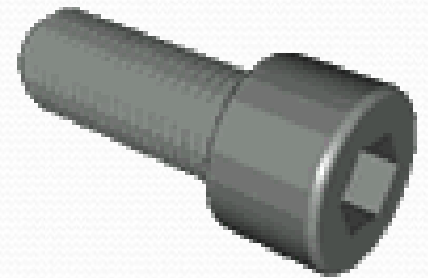


2) 双头螺柱 —— 两端带螺纹

A型 —— 有退刀槽 B型 —— 无退刀槽

3) 螺钉

与螺栓区别——要求螺纹部分直径较粗;要求全螺纹



4) 紧定螺钉

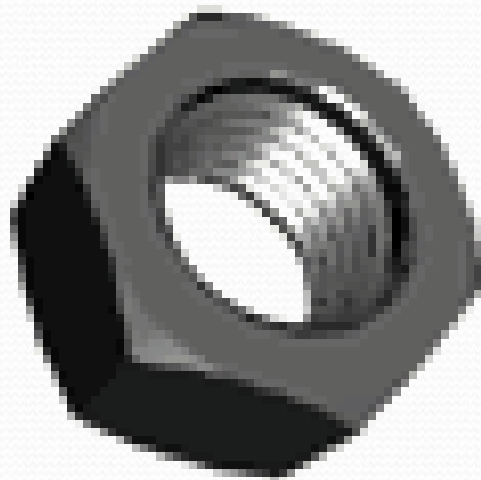


5) 自攻螺钉——由螺钉攻出螺纹

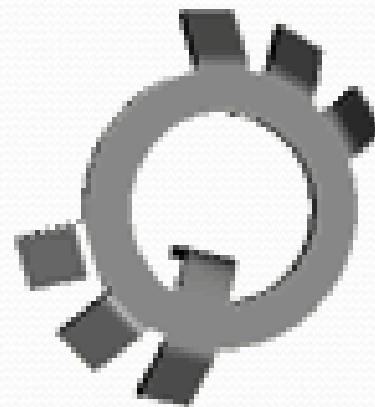
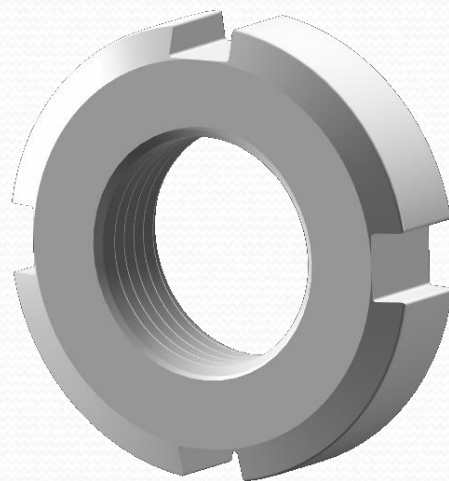


6) 螺母

六角螺母：标准，扁，厚



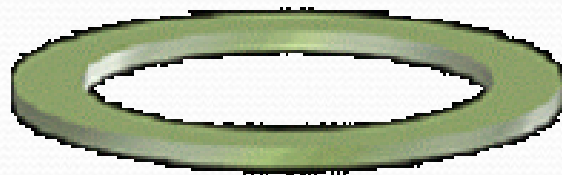
圆螺母+止退垫圈



7) 垫圈



弹簧垫圈



平垫圈



斜垫圈



吊环螺钉



标准螺纹联接件

基本类型		特点及应用场合	所用紧固件
螺栓连接	普通螺栓连接	用于两被联接件厚度不太大的场合，两被联接件均加工成通孔。优点是加工简单、成本低、应用广。	螺栓、螺母、垫圈
	铰制孔螺栓连接	用于两被联接件厚度不太大的场合，两被联接件均加工成通孔。但螺杆外径与通孔内径具有统一基本尺寸，采用过渡配合，更适用于承受螺栓轴线的横向载荷，或用于精确定位。	螺栓、螺母、垫圈
双头螺柱连接		用于其中一被联接件较厚且经常拆装的场合。	双头螺柱、螺母、垫圈
螺钉连接		用于其中一被联接件较厚且经常不拆装的场合。	螺钉、螺母、垫圈
紧定螺钉连接		主要用于固定两零件的相对位置、并传递不大的载荷	紧定螺钉

四、螺纹联接的预紧和防松

1、螺纹联接的预紧

1) 预紧:

螺纹联接: { **松联接**——在装配时不拧紧, 只有受外载时才受到力的作用
紧联接——在装配时需拧紧, 即在承载时, 已预先受力, 预紧力 F_0

预紧目的——增强联接的紧密性、可靠性, 防止受载后被联接件之间出现间隙或发生相对滑移。

如汽缸螺栓联接, 有紧密性要求, 防漏气。

预紧 **过紧**——拧紧力过大, 螺杆静载荷增大、降低本身强度

过松——拧紧力过小, 工作不可靠

对于一般联接用的钢制螺栓联接的预紧力 F_0 ，不得超过其材料的屈服极限 σ_s 的80%，推荐按下列关系确定：

碳素钢螺栓 $F_0 \leq (0.6 \sim 0.7)\sigma_s A_1$

合金钢螺栓 $F_0 \leq (0.5 \sim 0.6)\sigma_s A_1$

式中：

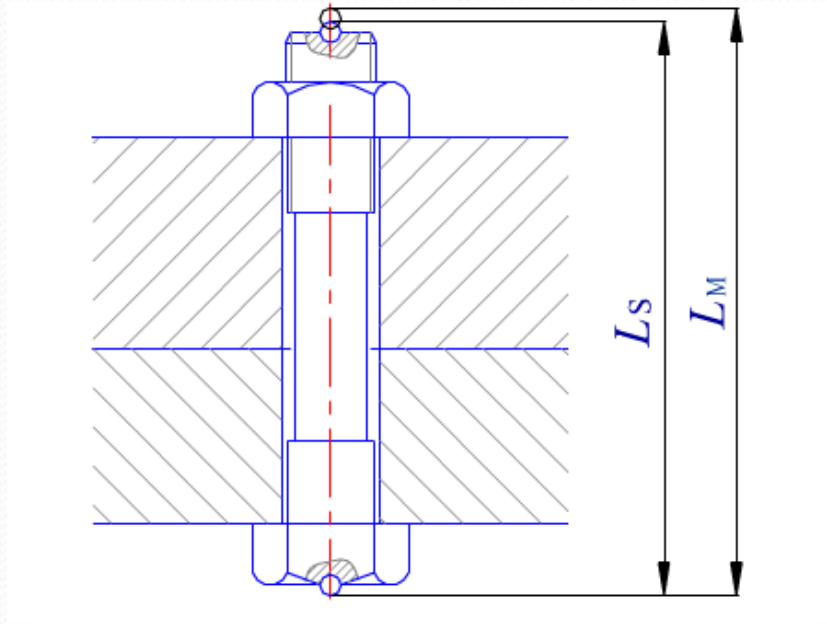
σ_s — 螺栓材料的屈服极限，单位为MPa；

A_1 — 螺栓危险截面的面积，单位为 mm^2 ， $A_1 \approx \frac{\pi d_1^2}{4}$

2) 预紧力控制方法

a) 测量预紧前后螺栓伸长量——精度较高

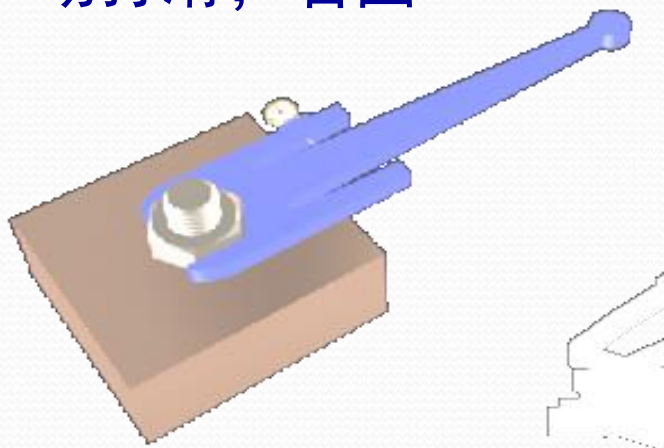
b) 通过控制拧紧力矩来间接保证预紧力



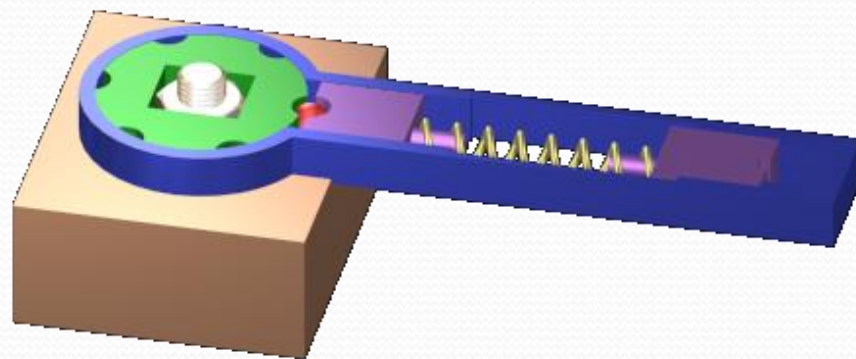
b) 通过控制拧紧力矩来间接保证预紧力

测力矩扳手——测出预紧力矩，如左图

定力矩扳手——达到固定的拧紧力矩 T 时，弹簧受压将自动打滑，右图



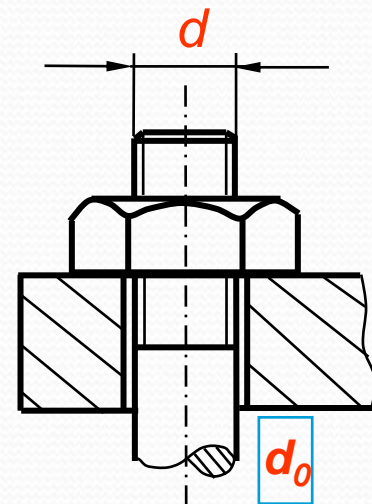
测力矩扳手



定力矩扳手

拧紧力矩 T

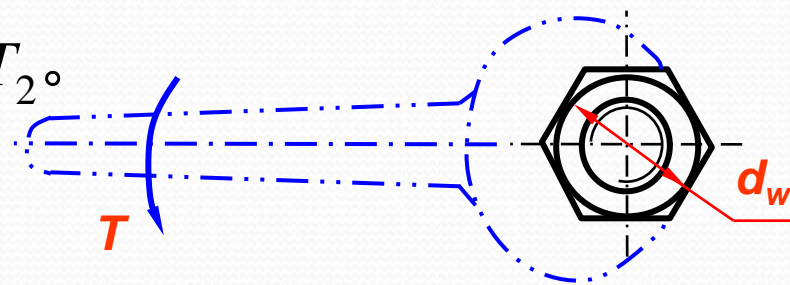
T 的大小: 拧紧时→ 联接件→轴向拉力
被联接件→轴向压力



拧紧力矩由两部分组成:

- 1) 螺纹副的摩擦力矩 T_1 ;
- 2) 螺母与支承面间的摩擦力矩 T_2 。

$$\rightarrow T = T_1 + T_2$$



$$T = T_1 + T_2$$

设轴向力为 F_0 或预紧力（不受轴向载荷）

螺纹阻力矩 T_1

$$T_1 = F d_2/2 = F_0 \operatorname{tg}(\psi + \rho') d_2/2$$

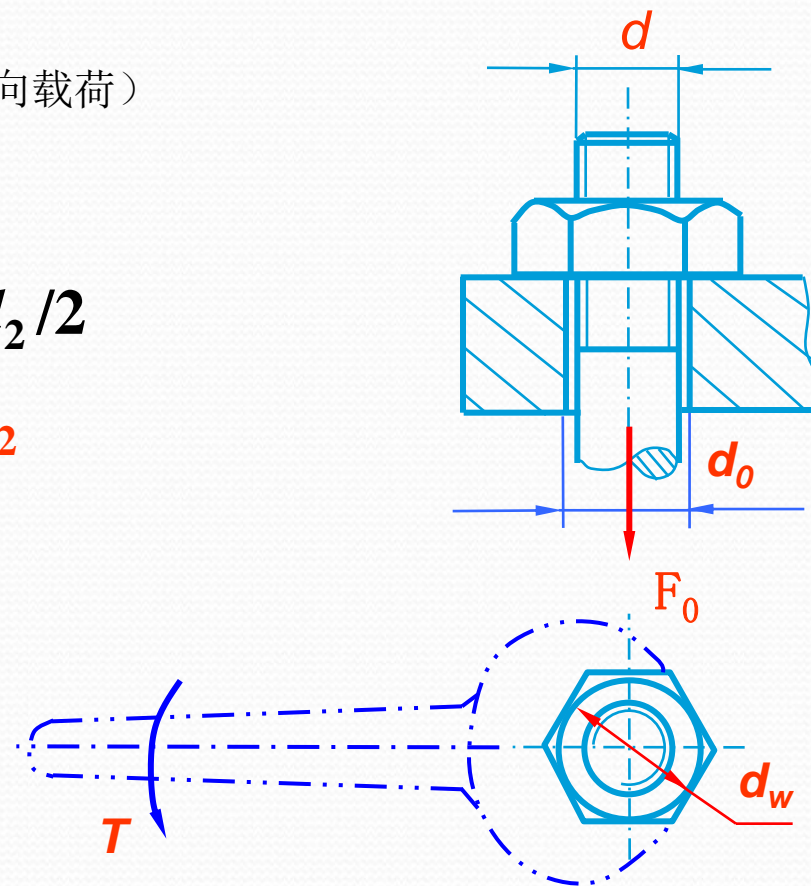
螺母支持面上的摩擦阻力矩 T_2

$$T_2 = f_c \cdot F_0 r_f$$

f_c —摩擦系数;

r_f —支撑面摩擦半径; $r_f = (d_w + d_0)/4$

d_w —螺母支撑面外径



简化公式: $T = T_1 + T_2 \approx 0.2 F_0 d$ N mm

适用于M10~M68的粗牙螺纹, $f' = 0.15$, $f_c = 0.15$,

注意: 对于重要的联接, 应尽可能不采用直径过小(<M12)的螺栓。

例10-1 已知M12螺栓用碳素结构钢Q235制成，螺纹间的摩擦系数 $f=0.10$ ，螺母与支承面间的摩擦系数 $f_c=0.15$ ，螺母支承面外径 $d_w=16.6\text{mm}$ ，螺栓孔直径 $d_0=13\text{mm}$ ，欲使螺母拧紧后螺杆的拉应力达到材料屈服限的50%，求应施加的拧紧力矩，并验算其能否自锁。

解： 1. 求拧紧力矩T

查表得 $\sigma_s = 235\text{MPa}$

∴ 螺杆总拉力(预紧力) F_a
$$F_a = \frac{\pi d_1^2}{4} \times \frac{\sigma_s}{2} = \frac{10.106^2 \times 235 \pi}{4 \times 2} = 9420\text{N}$$

∴ 拧紧力矩T
$$T = F_a \frac{d_2}{2} \tan(\psi + \rho') + f_c F_a r_f = 19.05\text{N} \cdot \text{m}$$

2. 求螺纹升角

由表10-1查M12螺纹， $P=1.75\text{mm}$ ， $d_2=10.863\text{mm}$ ， $d_1=10.106\text{mm}$

$$\psi = \arctan \frac{1.75}{10.863\pi} = 2.94^\circ$$

3. 求当量摩擦系数及当量摩擦角

$$f' = \frac{f}{\cos \beta} = \frac{0.10}{\cos 30^\circ} = 0.115$$

$$\rho' = \arctan f' = 6.59^\circ$$

$\psi < \rho'$ ，故具有自锁性。

2、螺纹联接的防松

1) 问题

➤ 为什么要防松？防松的原理？防松零件的装配方法？

静载荷： $\psi < \rho'$ (自锁) + 预紧后摩擦力 → 防止松动

动载荷： 摩擦力减小、消失 → 不可靠

2) 防松原理

消除（或限制）螺纹副之间的相对运动，或增大相对运动的难度。

3) 防松办法及措施

常用的防松方法按工作原理可分为有**三种**：**摩擦防松**、**机械防松**和**永久防松**。

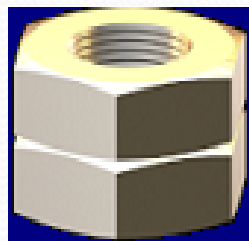
机械防松和**摩擦防松**称为**可拆卸防松**，而**永久防松**称为**不可拆卸防松**。

(1) 摩擦防松

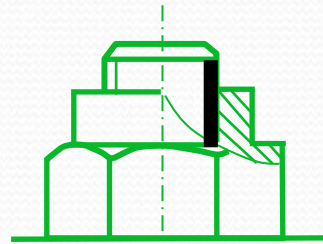
弹簧垫圈、对顶螺母、尼龙圈锁紧螺母、自锁螺母等



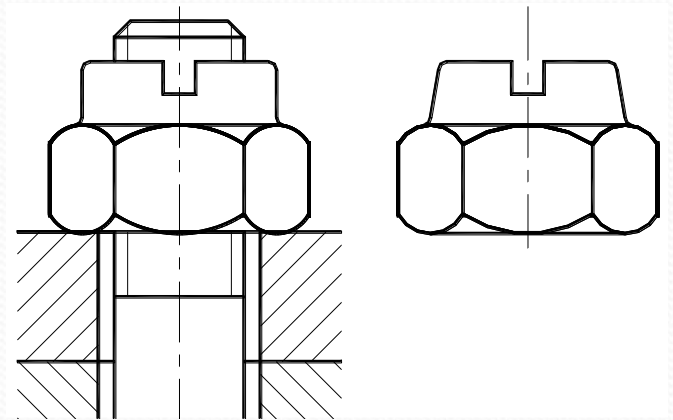
弹簧垫圈



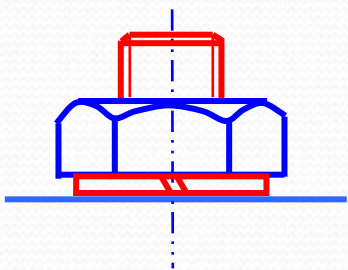
对顶螺母



尼龙圈锁紧螺母



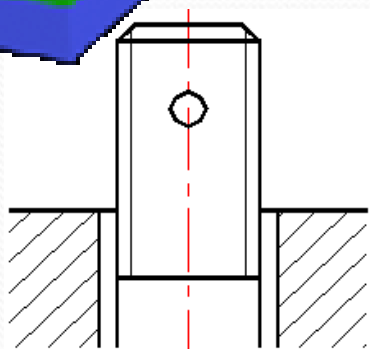
自锁螺母



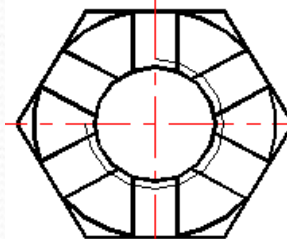
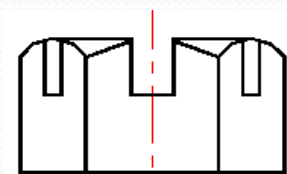
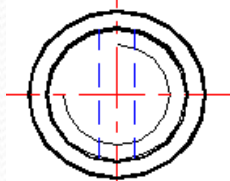
(2) 直接锁柱（机械防松）

用机械装置把螺母和螺栓联成一体，消除它们之间相对转动的可能性。

开槽螺母与开口销、止动垫圈、串联钢丝



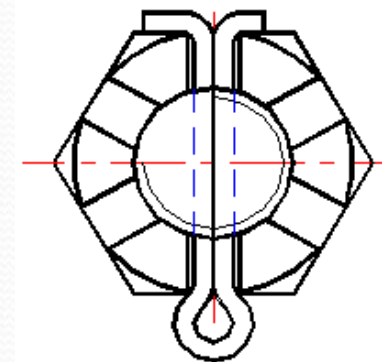
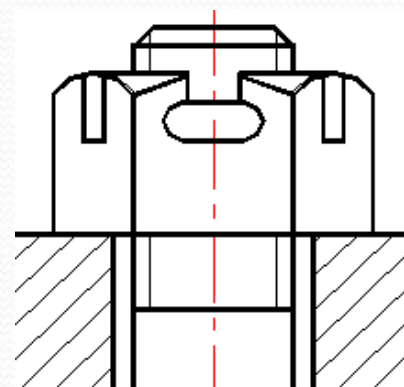
螺栓



开槽螺母

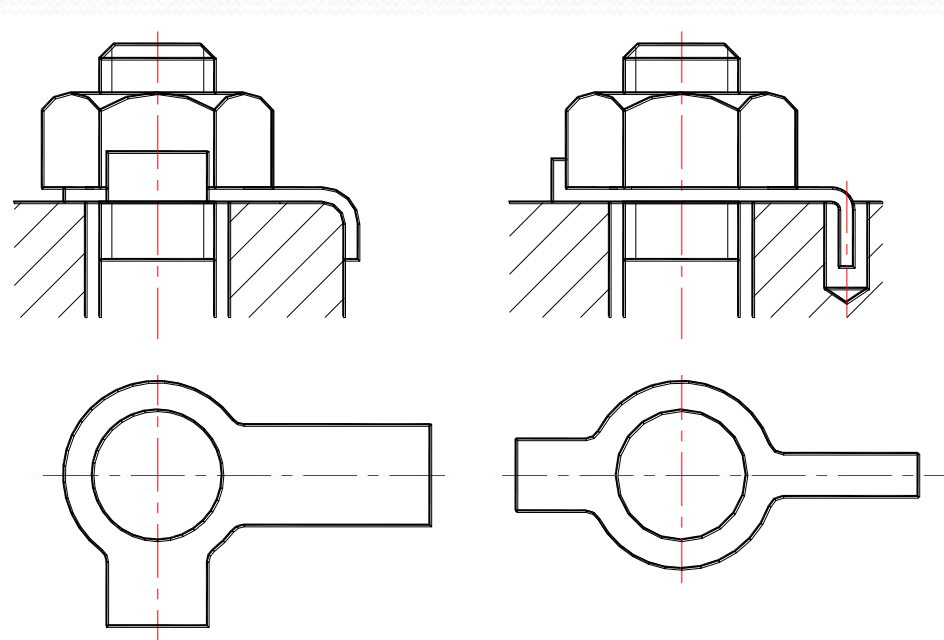
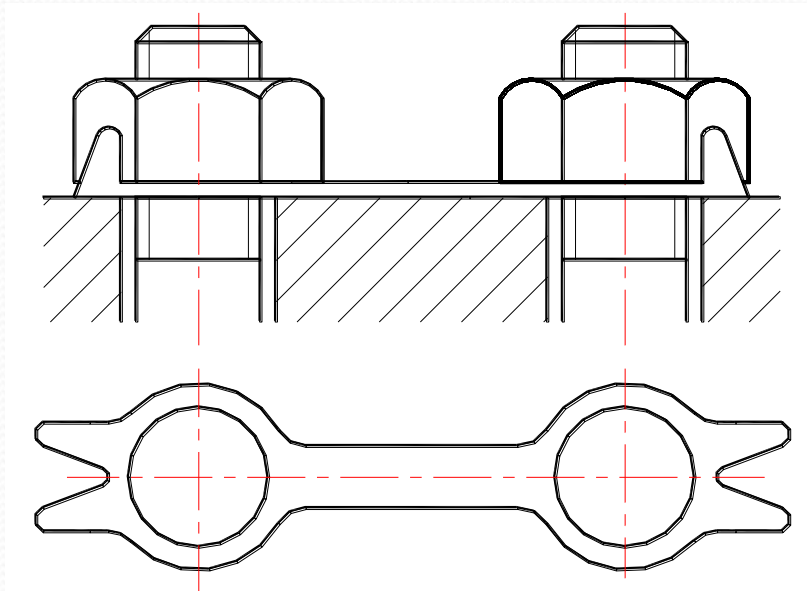
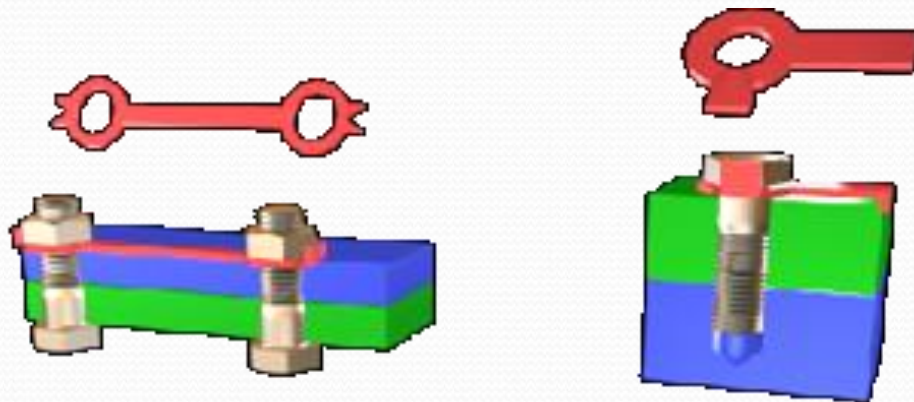


开口销

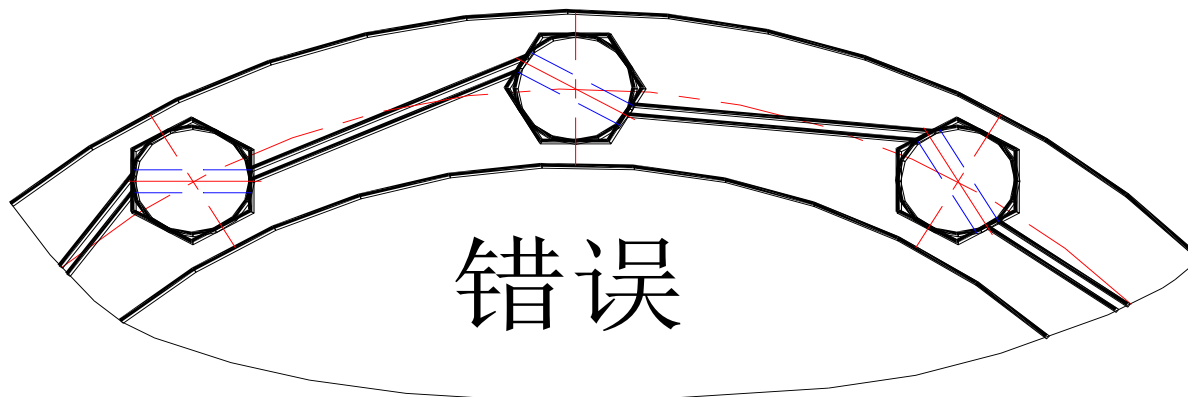
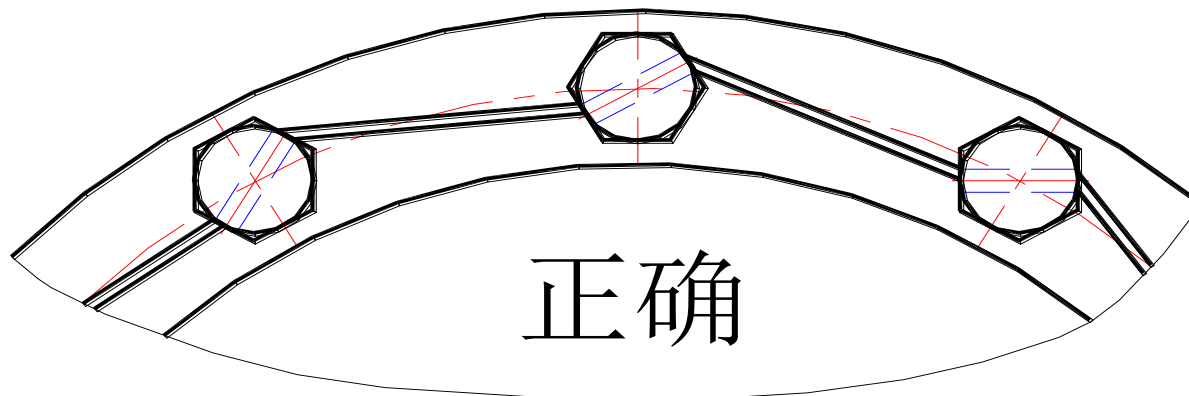
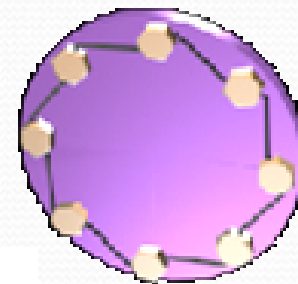


装配图

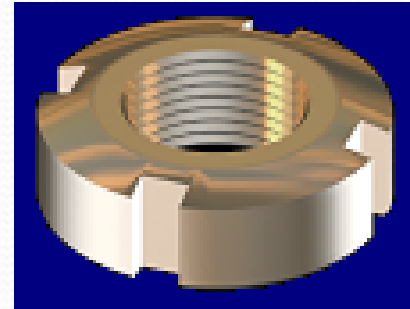
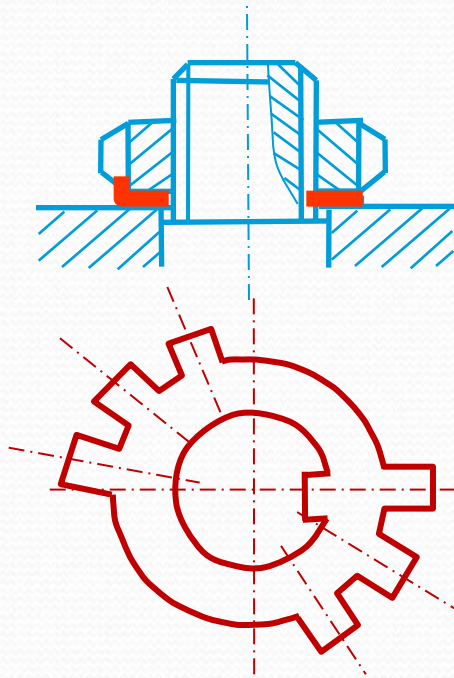
止动垫圈防松



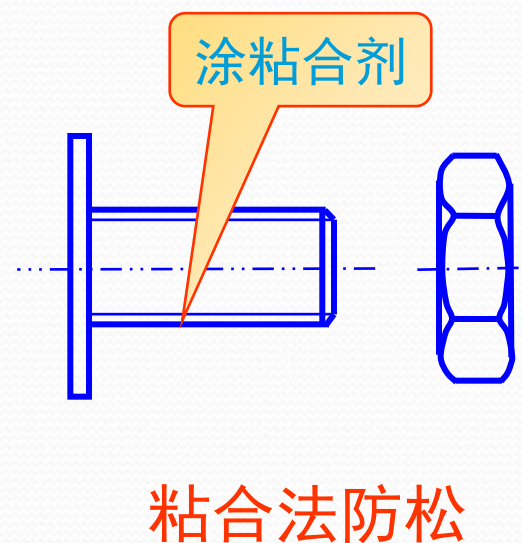
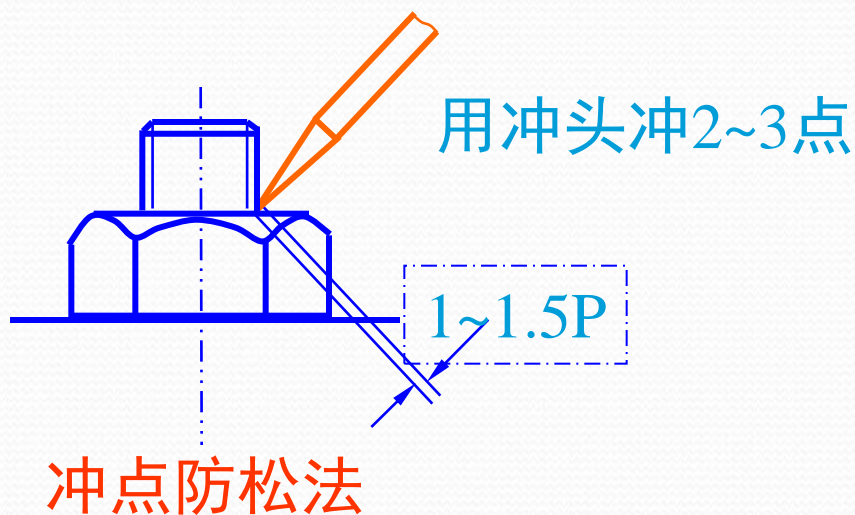
串联钢丝防松



圆螺母用止动垫圈



(3) 破坏螺纹副（永久防松）：
端铆、冲点、点焊、粘合



五、螺栓联接的强度计算

→确定螺纹小径 d_1

螺栓联接



松螺栓联接：无预紧力，只有工作拉力

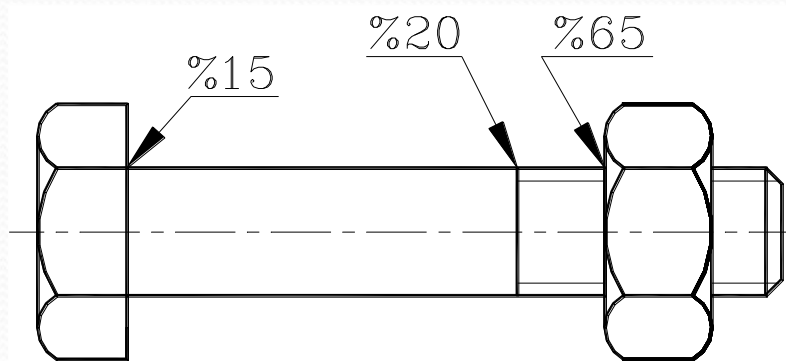
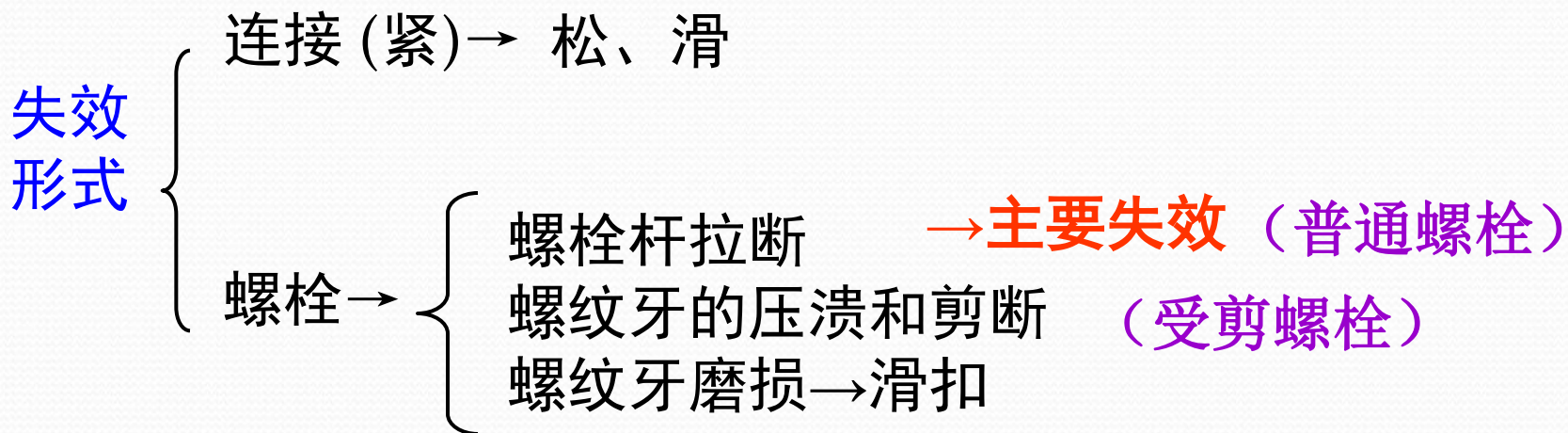
紧螺栓联接：有预紧力，还有工作拉力

1、失效形式及设计准则

2、设计步骤

3、螺栓联接强度计算

1、螺纹连接的失效形式及设计准则



设计准则: 在连接不松滑的前提下, 螺栓杆不破坏

2、设计步骤

一般设计步骤：

- 螺栓组受力和失效分析 → 找出受力最大的螺栓 → 单个螺栓受力和失效分析 → 单个螺栓强度计算 → 确定螺栓的尺寸（直径、长度）
- **试算法：**先选定一个螺栓直径 d ——查 $[\sigma]$ ——计算 d_1 。
若 d_1 与 d_1' （假定的小径）相近，则合适；否则再选

3、螺栓连接强度计算(按受力形式)

1)松螺栓

2)紧螺栓连接强度设计

- 仅受预紧力的紧螺栓连接
- 受横向载荷的紧螺栓连接
- 受轴向载荷的紧螺栓连接

1) 松螺栓连接:

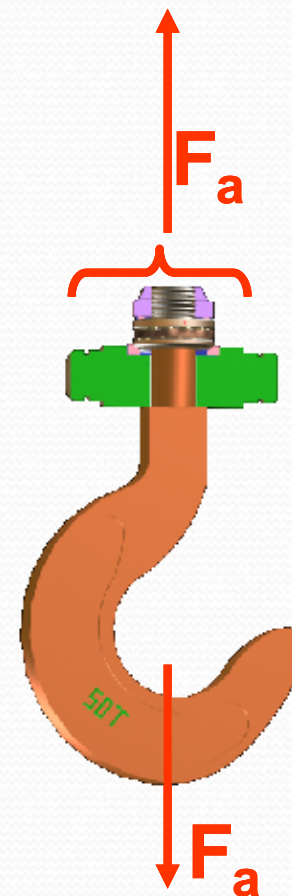
- 受载荷形式——轴向拉伸(工作拉力 F)
- 失效形式——螺栓拉断
- 设计准则——保证螺栓拉伸强度
- 强度条件: $\sigma \leq [\sigma]$
- 设计计算方法:
- 校核式:

$$\sigma = \frac{F_a}{A} = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \star$$

- 设计式:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma]}} \star$$

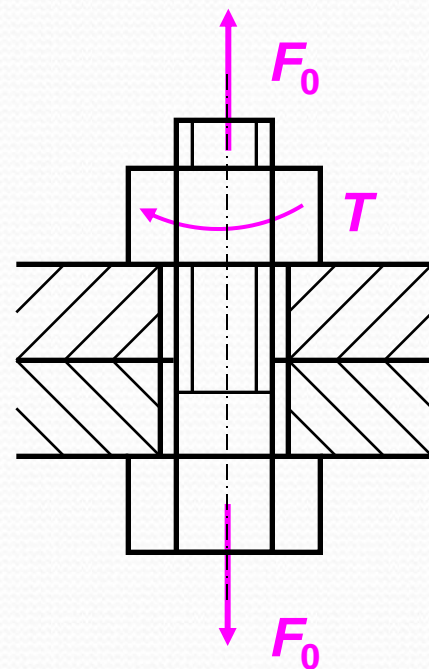
d_1 : 螺纹小径mm; $[\sigma]$: 许用拉应力 Mpa



2) 紧螺栓连接强度设计

(1) 仅受预紧力的紧螺栓连接

- 受载荷形式—**拧紧后**: 轴向拉伸(工作拉力 F_0)
- **拧紧过程中**: 轴向拉伸 F_0 、扭矩 T
→复合应力
- 失效形式—螺栓拉断 (拉、扭综合作用)
- 设计准则—保证螺栓拉伸强度
- 强度条件: $\sigma' \leq [\sigma]$



设计计算方法:

拉应力(F_0)→

$$\sigma = \frac{F_0}{\pi d_1^2 / 4} \quad \star$$

扭剪应力→

$$\tau = \frac{T_1}{\pi d_1^3 / 16} = \frac{F_0 t g(\psi + \rho') d_2 / 2}{\pi d_1^3 / 16}$$

对于M10~M68的普通螺纹, 取 d_1 、 d_2 和 ψ 的平均值,

并取: $\operatorname{tg} \rho' = f = 0.15$ 得: $\tau \approx 0.5 \sigma$

→第四强度理论

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \approx 1.3\sigma$$

考虑扭剪应力

强度条件:

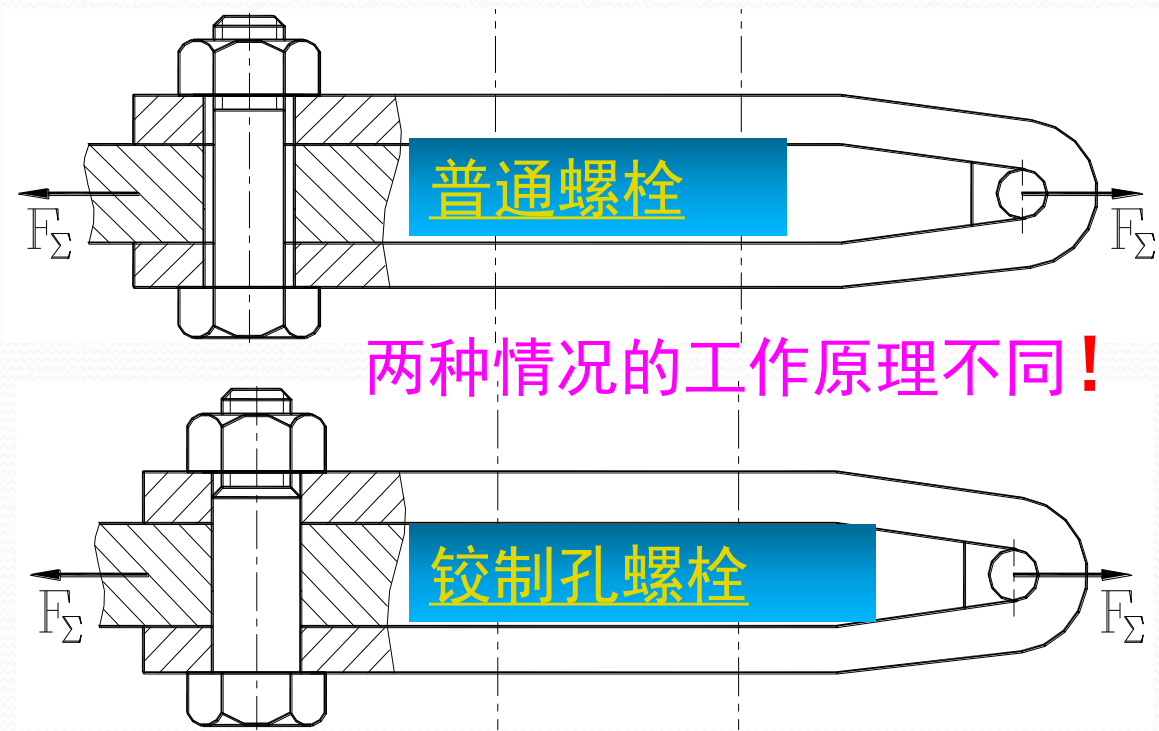
$$\sigma_e = \frac{1.3 F_0}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma] \quad \star$$

σ_e —当量应力

[装配拧紧后→连接可受**横向**(F)或**轴向载荷**(F_E)]

(2) 受横向载荷的紧螺栓连接

- 受载荷形式—工作载荷作用之前，螺栓已受预紧力 F_0 作用
然后施加横向工作载荷
- 失效形式— 相同否？



受横向载荷的普通螺栓连接——防滑

问题：预紧力 F_0 应满足的条件？与横向载荷 F 有何关系？

连接要求→

不松不滑→预紧力 F_0 (轴) 足够大

$$\rightarrow F_f = F_0 \cdot f \cdot m \geq C \cdot F \rightarrow F_0 \geq C \cdot F / m \cdot f \quad \star$$

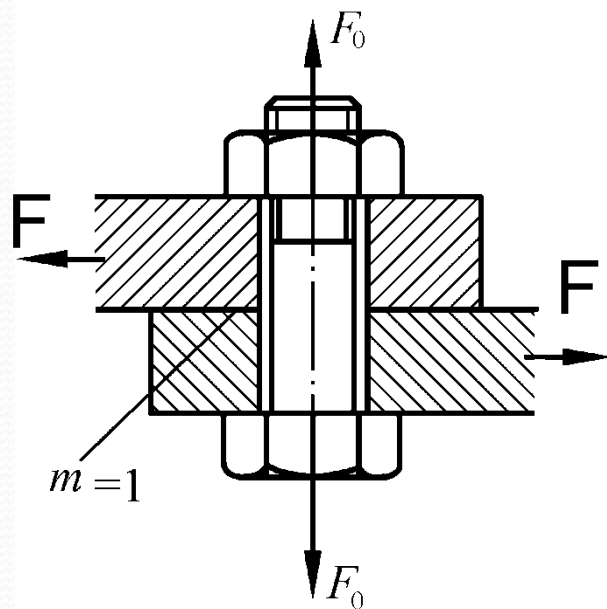
螺栓

→不断不溃→定螺栓 d_1

$$\star \sigma_e = \frac{1.3F_0}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma] \rightarrow d_1 \geq \sqrt{\frac{5.2F_0}{\pi[\sigma]}} \quad \star$$

注意：

- 单个螺栓受的是预紧力，是拉力，但连接受的是横向载荷。
- 螺栓预紧后，无论有无外载，螺栓所受的力不变，始终为预紧力。



分析:

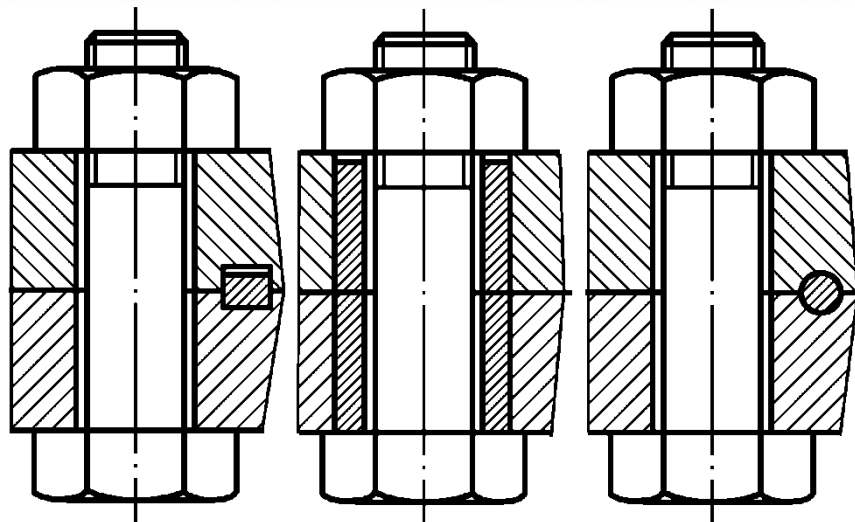
对于普通紧螺栓连接:

当 $C=1.1\sim 1.3$, $f=0.1\sim 0.15$, $m=1 \rightarrow F_0 \geq 8F$

① 普通螺栓连接受横向工作载荷 \rightarrow 需预紧力大, 且可靠性差

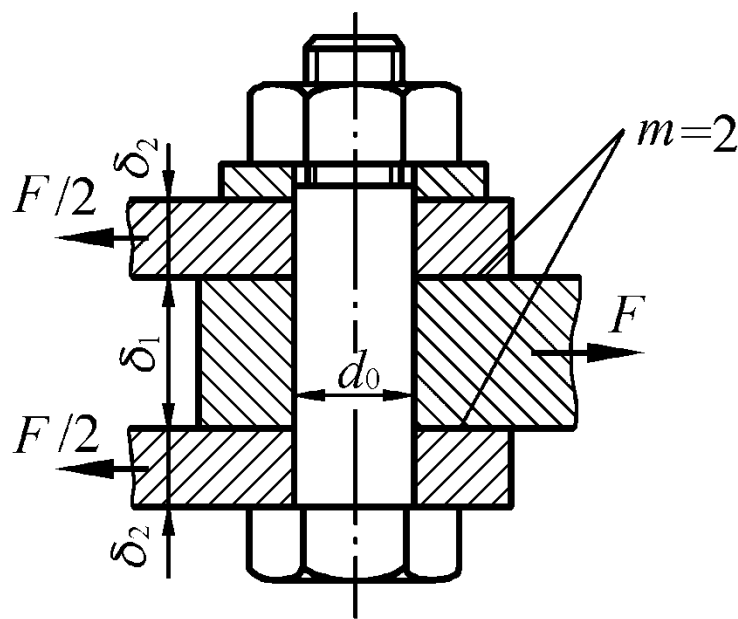
$$F_0 \geq C \cdot F / m \cdot f$$

② 加减载措施 \rightarrow 加键、套筒、销 \rightarrow 挤压、剪切 \rightarrow 强度计算同铰制孔螺栓



③为简化结构，还可以采用铰制孔用螺栓连接，因为螺栓杆与孔壁之间没有间隙，当承受横向载荷时，接触表面受挤压，在连接结合面处，螺栓杆则承受剪切。

因此应该对螺栓杆与孔壁配合面的挤压强度和钉杆横剖面的抗剪切强度进行验算。



受横向载荷的铰制孔螺栓连接

- 失效形式—侧面压溃及螺栓剪切
- 设计准则—保证挤压、剪切强度
- 强度条件： $\sigma_p \leq [\sigma_p]$ 、 $\tau \leq [\tau]$
- 设计计算方法：

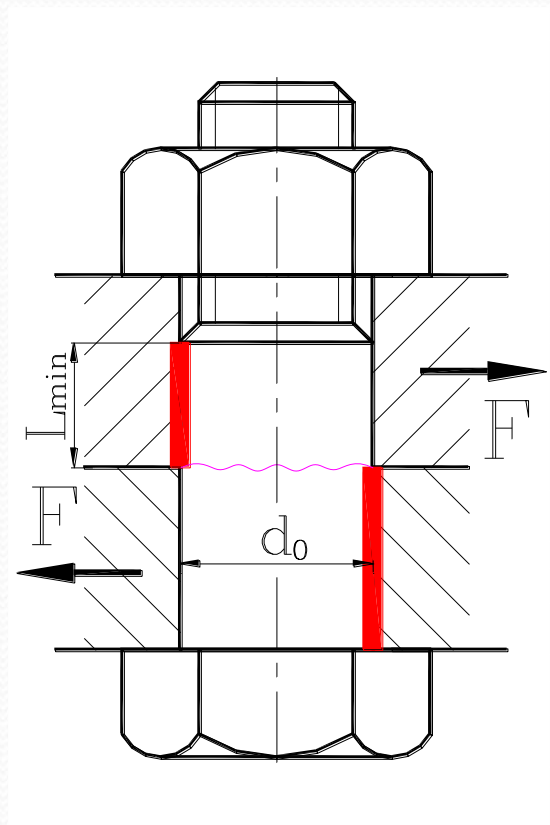
- 挤压强度：

$$\sigma_p = \frac{F}{d_0 L_{\min}} \leq [\sigma_p] \quad \star$$

- 剪切强度：

$$\tau = \frac{F}{\pi m \frac{d_0^2}{4}} \leq [\tau] \quad \star$$

d_0 —螺栓剪切面直径（可取为螺栓孔的直径）



3) 受轴向载荷 F_E 的螺栓强度 (预紧后)

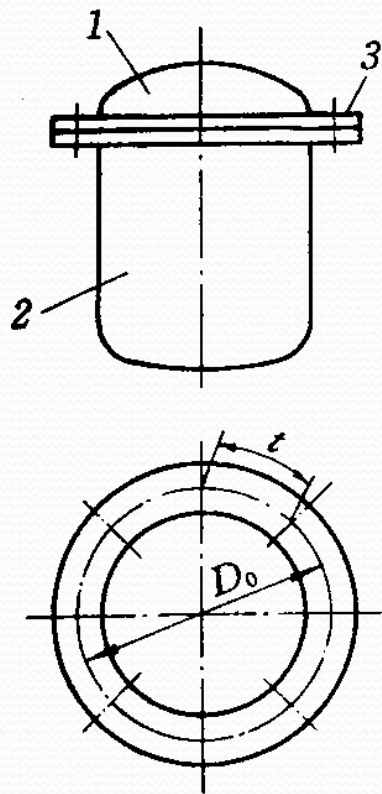
各螺栓受拉力为:

$$F = F_{\Sigma} / Z$$

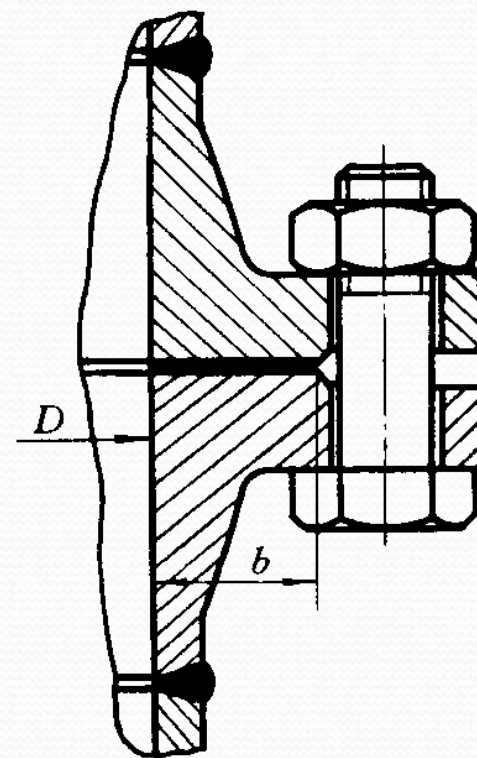
$$F_{\Sigma} = \frac{\pi D^2}{4} p$$

$$Z = \frac{\pi D_0}{l}$$

螺栓间距 l 与 p 有关



→ 常见压力容器



★: 此时螺栓受预紧力 F_0 后
→ 又受工作拉力 F_E

螺栓所受的总拉力:

$$F_a = F_0 + F_E \quad ?$$

①单个连接受力分析:

预紧 $\left\{ \begin{array}{l} \text{螺栓} \rightarrow \text{拉 } F_0 \\ \text{工件} \rightarrow \text{压 } F_0 \end{array} \right\} \rightarrow \text{伸长 } \delta_{b0}$
 $\rightarrow \text{缩短 } \delta_{c0}$

受轴向载荷 $F_E \rightarrow$

$\left\{ \begin{array}{l} \text{螺栓拉力} \uparrow \rightarrow \text{总拉力 } F_a \\ \text{工件压力} \downarrow \rightarrow \text{残余预紧力 } F_R \end{array} \right\}$
 $\rightarrow \text{又伸长 } \Delta\delta_b$
 $\rightarrow \text{压缩量减少 } \Delta\delta_c$

变形协调条件:

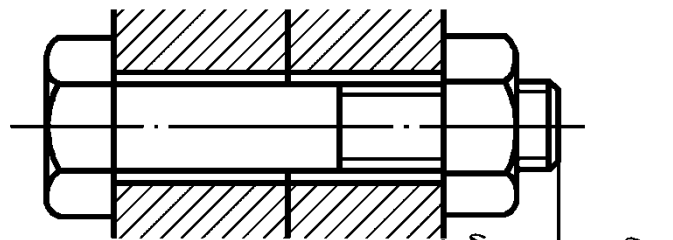
$$\Delta\delta_b = \Delta\delta_c = \Delta\delta$$

螺栓伸长: $\delta_{b0} + \Delta\delta$

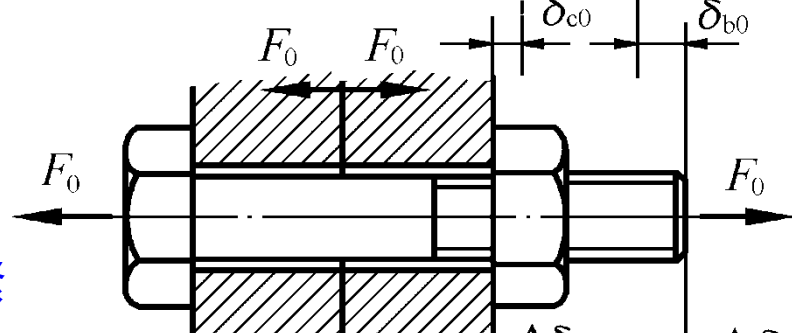
工件压缩: $\delta_{c0} - \Delta\delta$

$$F_a = F_R + F_E \quad \star$$

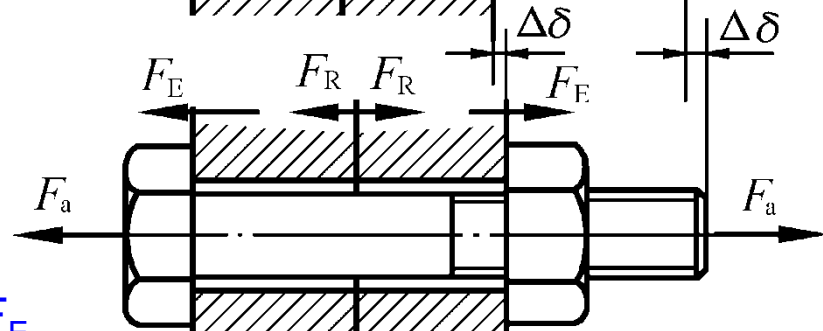
(a) 未预紧



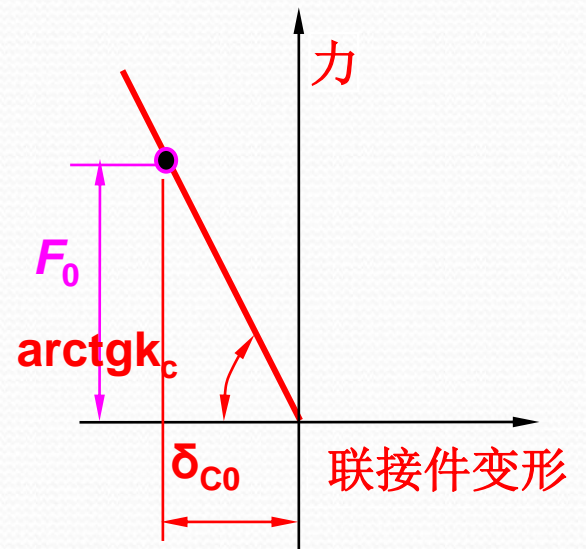
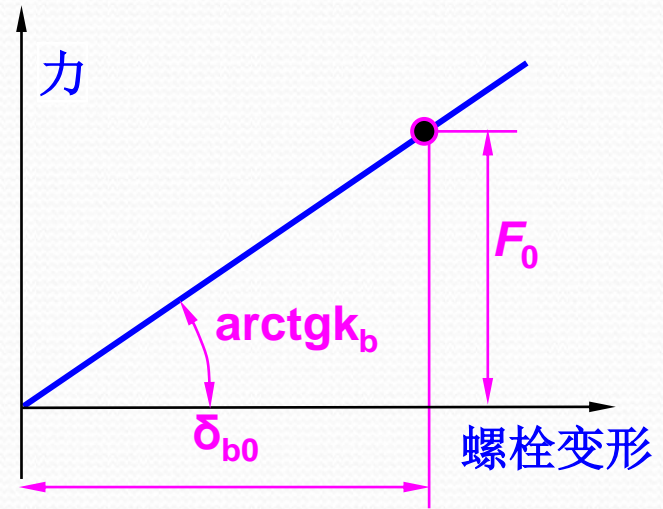
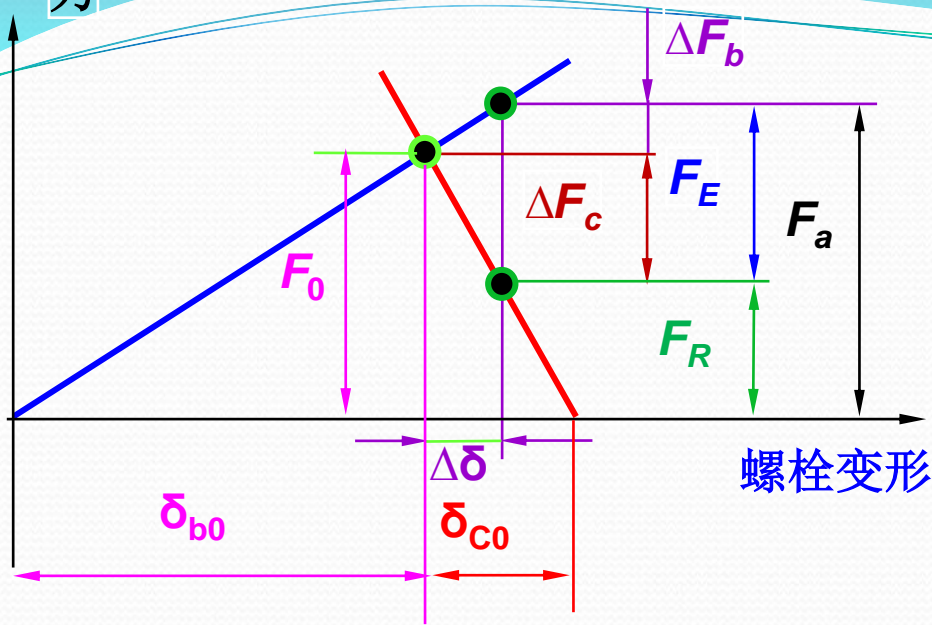
(b) 预紧



(c) 受 F_E



力



$$F_a = F_0 + \Delta F_b = F_0 + k_b \Delta \delta$$

$$F_R = F_0 - \Delta F_c = F_0 - k_c \Delta \delta$$

$$F_E = \Delta F_b + \Delta F_c = (k_b + k_c) \Delta \delta$$

$$\Rightarrow \Delta \delta = \frac{F_E}{k_b + k_c}$$

螺栓总拉力:

$$F_a = F_0 + F_E \frac{k_b}{k_b + k_c} \quad \star$$

工件残余
预紧力:

$$F_R = F_0 - F_E \frac{k_c}{k_b + k_c} \quad \star$$

$$F_a = F_R + F_E \quad \star$$

$k_b/(k_b+k_c)$ — 螺栓的相对刚度

$k_c/(k_b+k_c)$ — 被连接件的相对刚度

③失效形式及设计计算:

失效形式:

连接松弛 $\rightarrow F_R = 0$

螺栓拉断 $\rightarrow \sigma > [\sigma]$

设计准则

$\rightarrow F_R > 0$

$\rightarrow \sigma_e = \frac{1.3F_a}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$

④设计步骤:

- (1) 求单个连接的工作载荷 F_E
- (2) 定残余预紧力 F_R (按工作要求)
- (3) 求 $F_a \rightarrow$ 螺栓强度计算 (定 d)

$$F_a = F_R + F_E$$

- (4) 结构设计

联接情况	特点	校核公式	设计公式
松螺栓连接	螺栓无须预紧，螺栓所受的载荷仅为轴向工作载荷 F_a	$\sigma = \frac{F_a}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$	$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma]}}$
只受预紧力螺栓联接	螺栓在装配时需要拧紧，螺栓受载荷仅为轴向预紧力 F_a	$\sigma = \frac{F_a}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$ $\sigma_e = \frac{1.3F_a}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$	$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_a}{\pi[\sigma]}}$
受预紧力和横向工作载荷的普通螺栓联接	螺栓联接在装配时拧紧，螺栓所受预紧力 F_a ，在被联接件接合面间产生的摩擦力来平衡横向载荷 F	$F_a = \frac{CF}{mf}$ $\sigma_e = \frac{1.3F_a}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$	$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_a}{\pi[\sigma]}}$
受横向工作载荷的铰制孔螺栓联接	在横向工作载荷 F 作用下，螺栓杆受到剪切以及螺栓杆和被联接件挤压	$\tau = \frac{F}{\frac{m\pi d_0^2}{4}} \leq [\tau]$ $\sigma_p = \frac{F}{d_0 \delta} \leq [\sigma_p]$	$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi m[\tau]}}$ $d_0 \geq \frac{F}{\delta[\sigma_p]} \quad (\text{取两者之中较大者})$
受预紧力和轴向工作载荷的紧螺栓联接	螺栓联接在装配时拧紧、有预紧力，在轴向工作载荷 F_E 作用后，螺栓受到的载荷为： $F_a = FE + F_R$	F_E 不变时 $F_R = (0.2 \sim 0.6)F_E$ ； F_E 变化时 $F_R = (0.6 \sim 1.0)F_E$ ； 紧密要求时： $F_R = (1.5 \sim 1.8)F_E$ $F_a = FE + F_R$ $\sigma_e = \frac{1.3F_a}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$	$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_a}{\pi[\sigma]}}$

六、螺栓的材料和许用应力

材料：

{	碳素钢: Q215, Q235	}	一般螺栓
	优质碳素钢: 10, 35, 45		
	合金钢: 15Cr, 40Cr, 30CrMnSi		

许用应力： 1. 普通螺栓连接

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S}$$

S—安全系数

σ_s —屈服极限

2. 铰制孔螺栓连接 → 连接受挤压，螺栓受剪切

1) 按剪切强度

$$\tau = \frac{F}{\pi d_0^2 / 4} \leq [\tau]$$

2) 按挤压强度：

$$\sigma_P = \frac{F}{d_0 L_{\min}} \leq [\sigma_P]$$

例10-2. 用普通螺栓固定一牵引钩, 已知 $R=4000\text{N}$ (变载荷), $f=0.15$, 试求螺栓直径。

解: 每个连接受横向载荷 $F=R/2=2000\text{N}$

1. 连接不松 → 求预紧力 F_0 : $C=1.1\sim 1.3$, 取 $C=1.2$

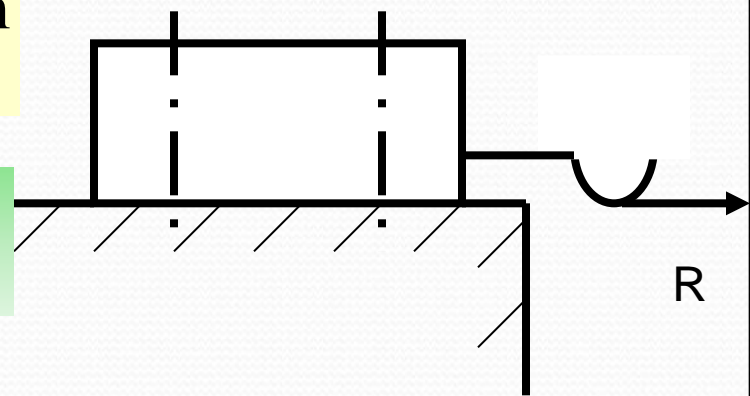
$$F_0 \geq CF/f \cdot m = 1.2 \times 2000 / (0.15 \times 1) = 16000\text{N}$$

2. 螺栓不断 → 求 d_1 : 取35钢, 不严格控制预紧力 →

$$\sigma_s = 315\text{Mpa}, S = 6.5, [\sigma] = \sigma_s / S = 315 / 6.5 = 48.5\text{Mpa}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{5.2F_0}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{5.2 \times 16000}{\pi \times 48.5}} = 23.38\text{mm}$$

取 $d=27\text{mm}$, $d_1=23.752 > 23.38$
→ 合适。 $S=6.5$ → 合适

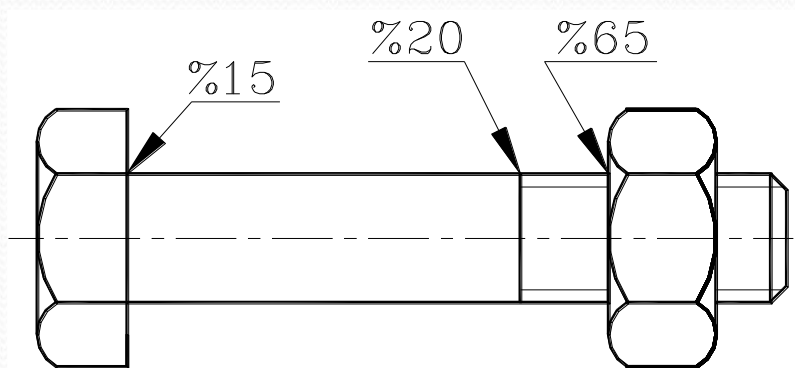


七、提高螺栓连接强度的措施

螺栓连接强度 $\left\{ \begin{array}{l} \text{螺栓} \\ \text{被连接件} \end{array} \right. \rightarrow \text{螺栓强度} \rightarrow \text{措施}$

螺栓 $\left\{ \begin{array}{l} \text{静载荷} \rightarrow \text{较少破坏} \\ \text{变载荷} \rightarrow \text{疲劳破坏} \rightarrow \text{破坏位置} \end{array} \right.$

疲劳断裂



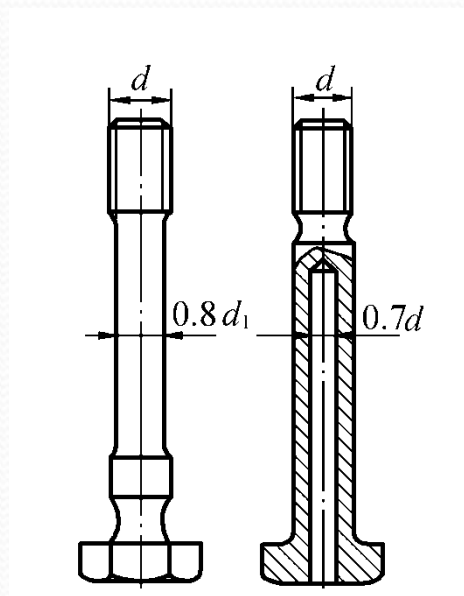
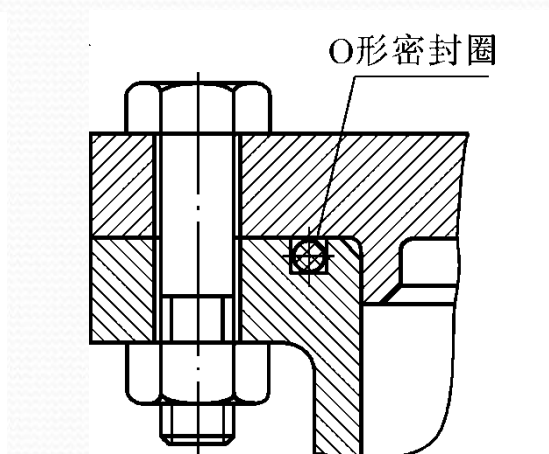
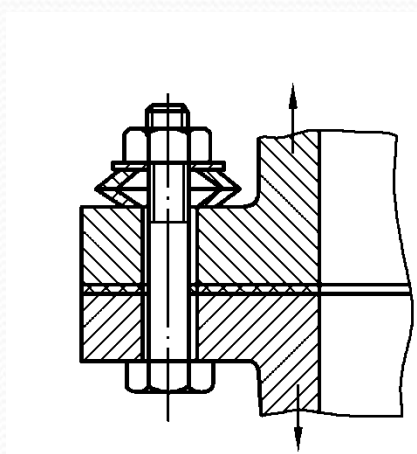
1 降低影响螺栓疲劳强度的应力幅

(总拉伸载荷 F_a 的变化范围) $\rightarrow \sigma_a \downarrow$

1) 减小 $k_b/(k_b + k_c)$

1) 减小 $k_b \rightarrow$ 减小螺栓光杆直径, 空心螺杆

2) 增大 $k_c \rightarrow$ 不宜用软垫片

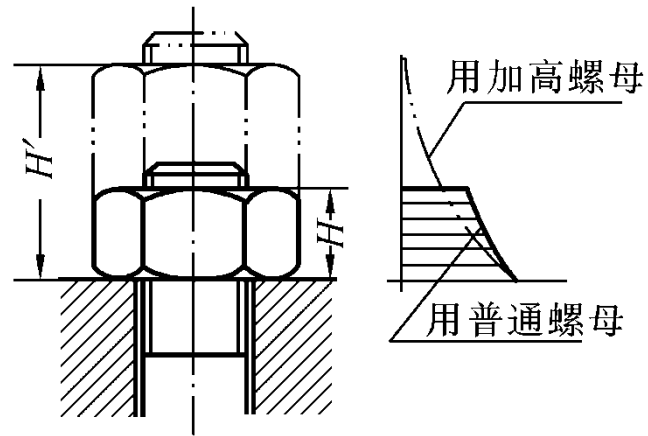
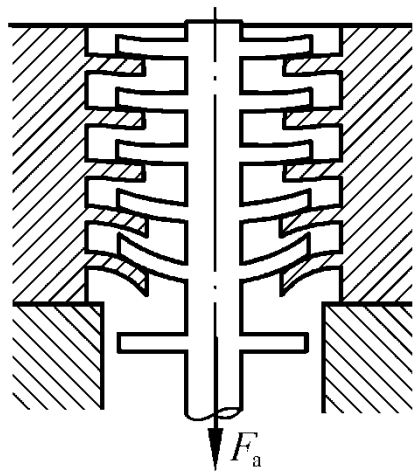


2 改善螺纹牙间的载荷分布

现象: 65%破坏发生在螺母支承面处

原因: 螺纹牙间的载荷分布不均←螺栓螺母受力性质不同→1/3载荷集中在第一圈牙上→第8~10牙不受力→增厚螺母无效。

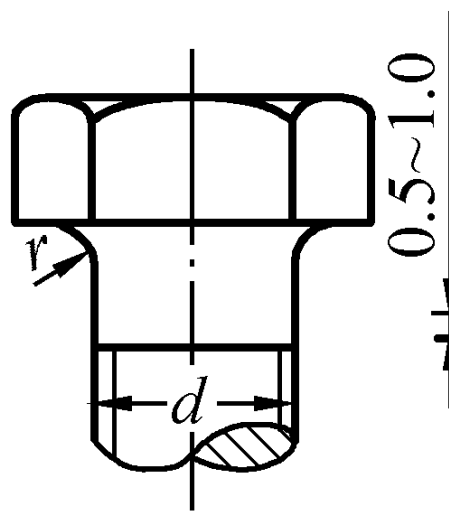
问题: 为什么螺母的圈数不宜过10圈? 通常采用那些结构可使螺纹间的载荷趋于均匀?



措施: 使受压螺母→受拉螺母 →改善螺纹牙间的载荷分布

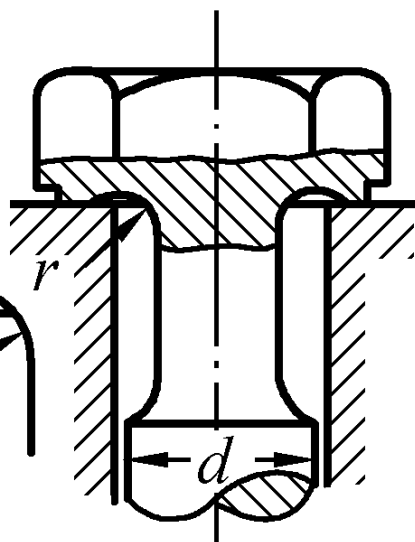
3 减小应力集中

增大过渡圆角



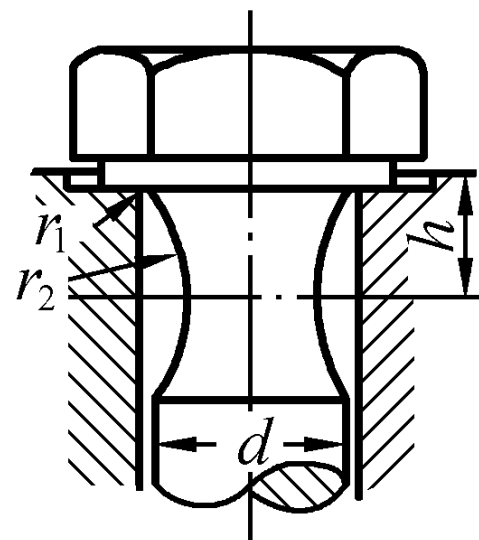
(a)

切制卸载槽



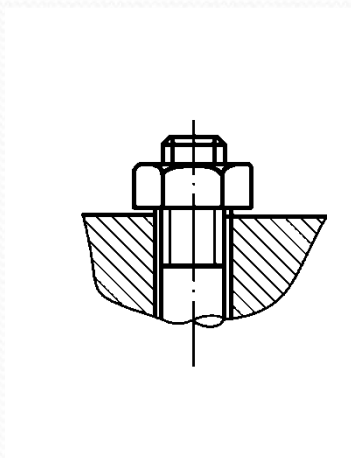
(b)

卸载过渡结构

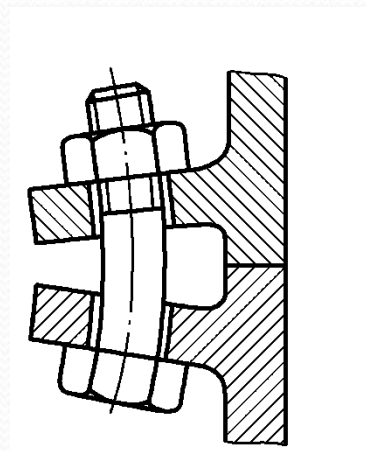


(c)

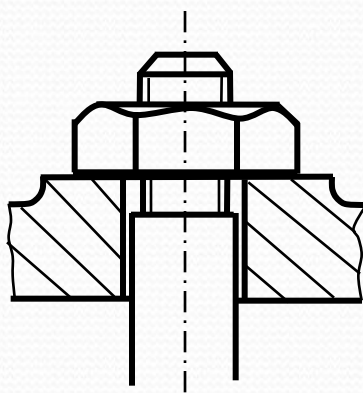
4 避免或减小附加应力



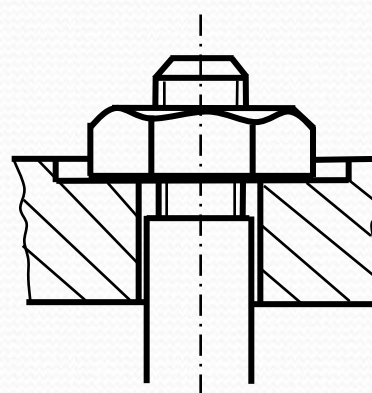
支承面不平



被连接件变形太大



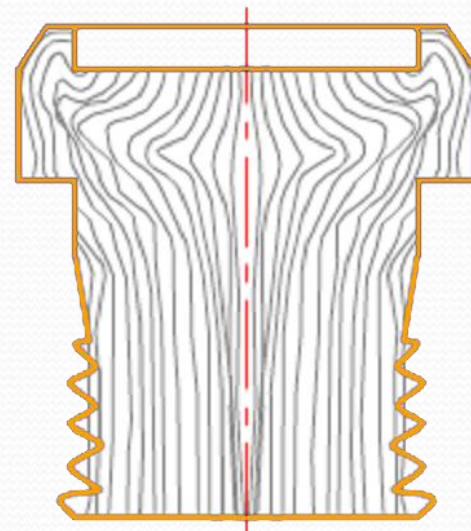
凸台



凹坑→鱼眼坑

5 采用提高强度的工艺措施

冷镦头部、辗压螺纹



表面处理：

氰化、氮化也能提高疲劳强度。

合理的金属流线

八、螺旋传动

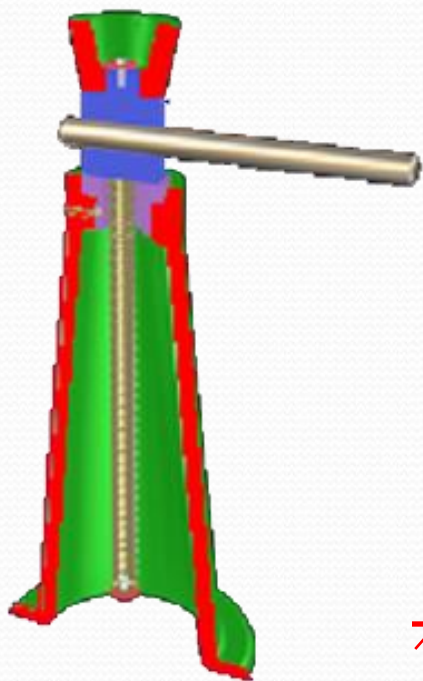
(要求高效率→梯形、锯齿形、矩形→多线)

按用途分三类:

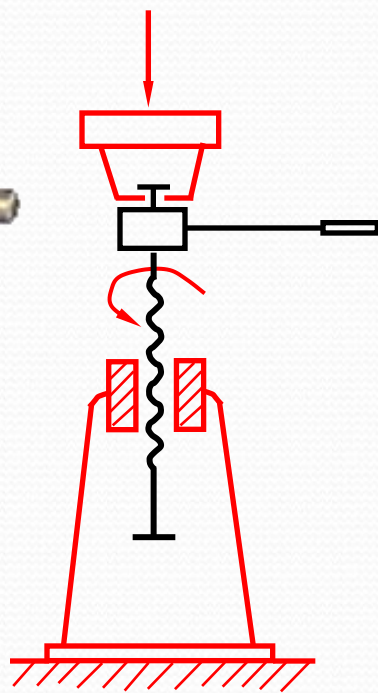
传力螺旋——传递动力，如举重器、千斤顶、加压螺旋

传导螺旋——将回转运动→直线运动，如机床进给丝杠—传递运动和动力

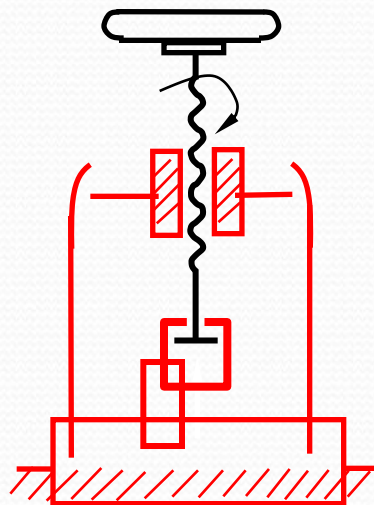
调整螺旋——调整零件间相对位置，如机床、仪器及测试装置中的微调螺旋。



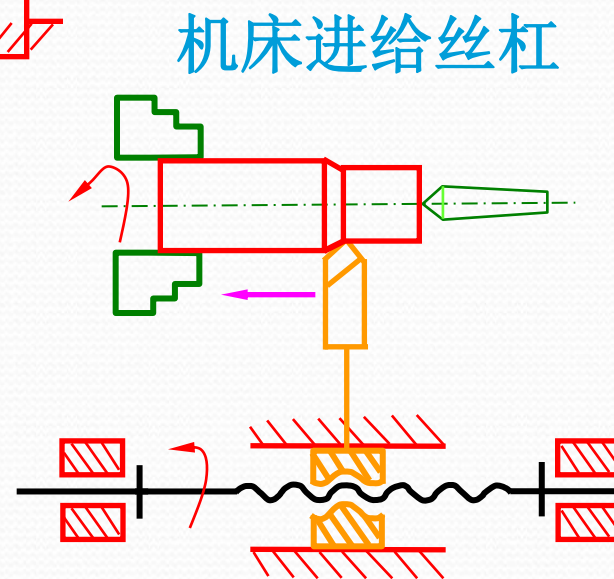
千斤顶

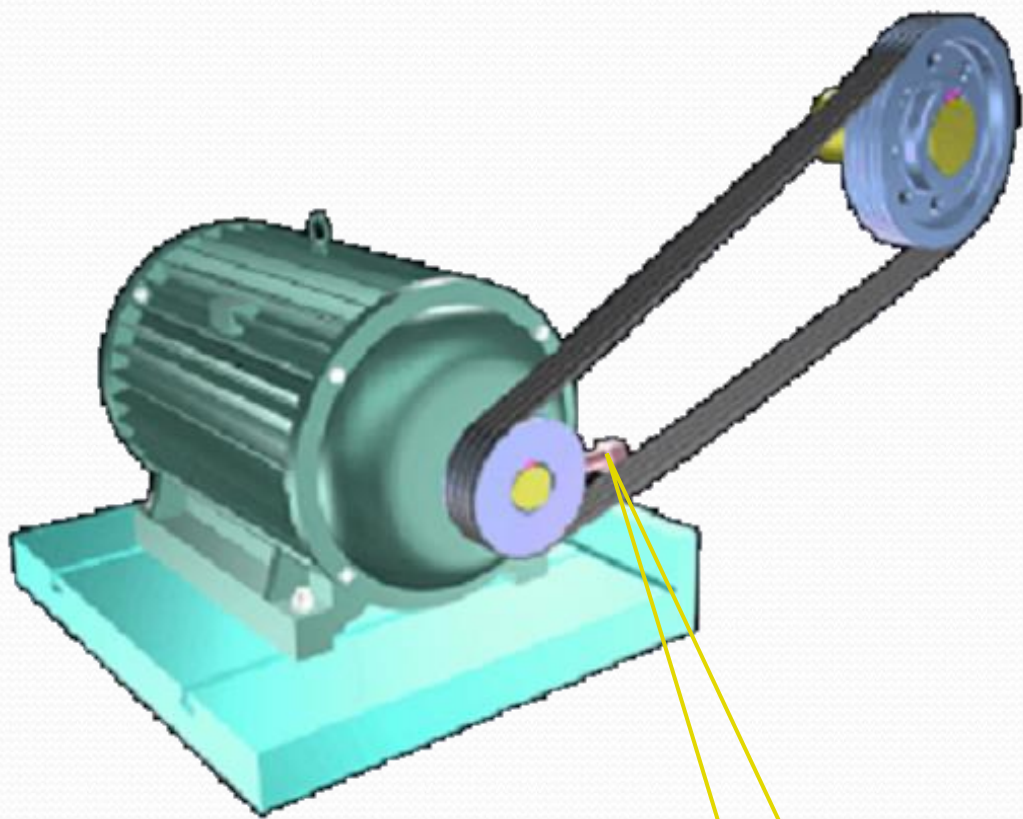


举重器

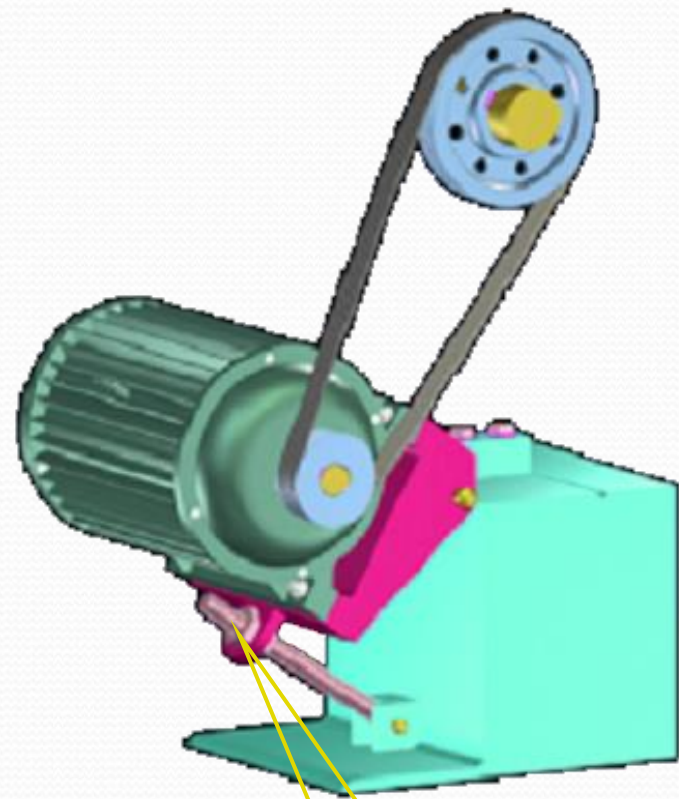


压力机





调整螺旋



调整螺旋

§ 10-3 键联接

功用： 主要实现零件在轴上的周向固定并传递转矩（**静连接**），还可实现轴上零件的轴向固定或轴向移动（**动连接**）。

一、键连接的类型与构造

主要类型： 平键连接、半圆键连接、楔键连接、切向键连接

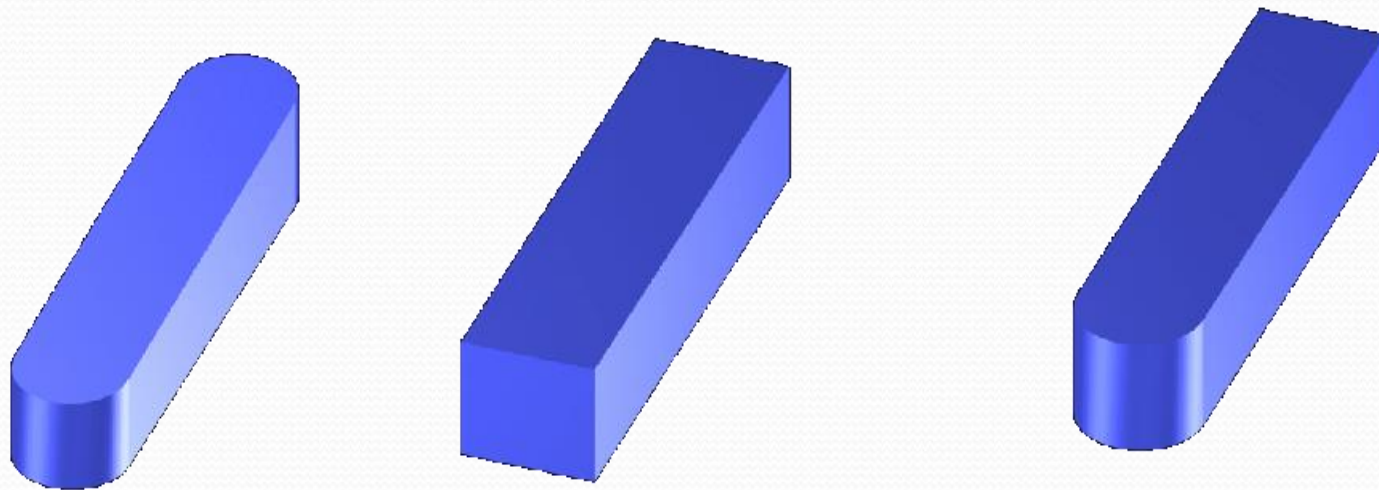


1、平键 （普通平键和导向平键）

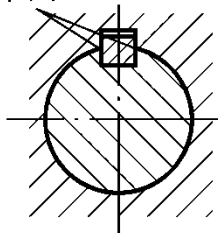
①普通平键

特点：用于静连接，即轴与轮毂间无相对轴向移动。键的两侧面是工作面，靠键与键槽的侧面挤压来传递扭矩；平键连接不能承受轴向力，因而对轴上的零件不能起到轴向固定作用。

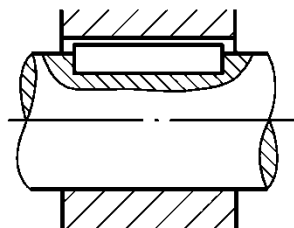
普通平键按端部形状不同分为A型（圆头）、B型（平头）、C型（半圆头）三种型式。



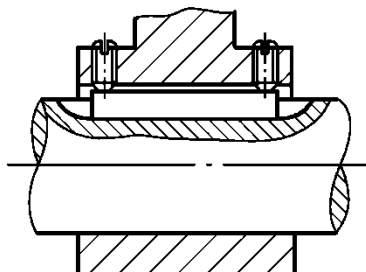
工作面



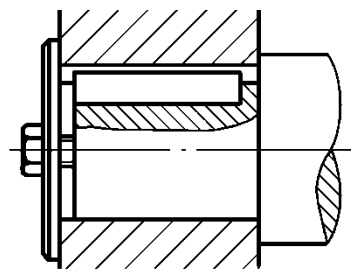
(a)



(b)



(c)



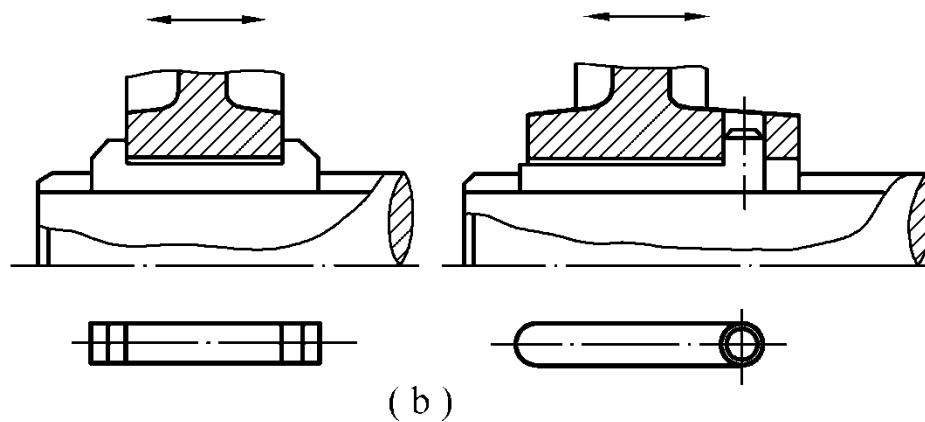
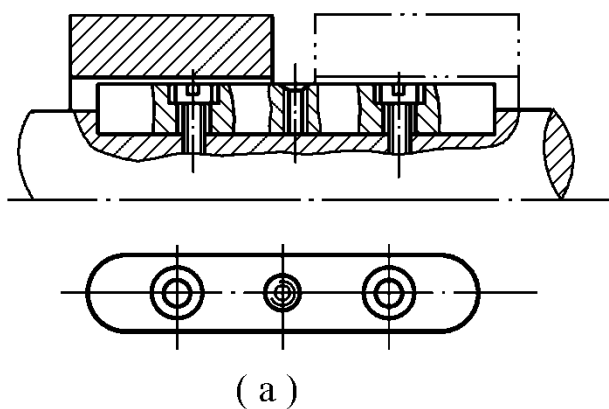
(d)

圆头—A型（常用）—键顶上面与毂不接触有间隙

方头—B型—常用螺钉固定

半圆头—C型（端铣刀加工）—用于轴端与轮毂连接

② 导向平键与滑键——用于动连接，即轴与轮毂之间有相对轴向移动的连接



导向键——键不动，轮毂轴向移动

滑键——键随轮毂移动

特点：装拆方便，对零件对中性无影响，容易制造，作用可靠，多用于高精度连接。但只能圆周固定，不能承受轴向力

平键连接

- **结构:**键两侧与键槽相配合(静连接为过渡配合, 动连接为间隙配合), 上端面与轮毂键槽底面有间隙
- **工作原理:**两侧面是工作面, 靠两侧面挤压传递转矩
- **失效形式:**
 - 静连接: 工作面挤溃, 键剪断
 - 动连接: 工作面磨损
- **特点:**结构简单, 装拆方便, 对中性好, 承载能力大, 应用广泛
- **成对使用:**

承载能力不够时采用, 按 180° 布置两个键。一对平键按1.5 个键计算

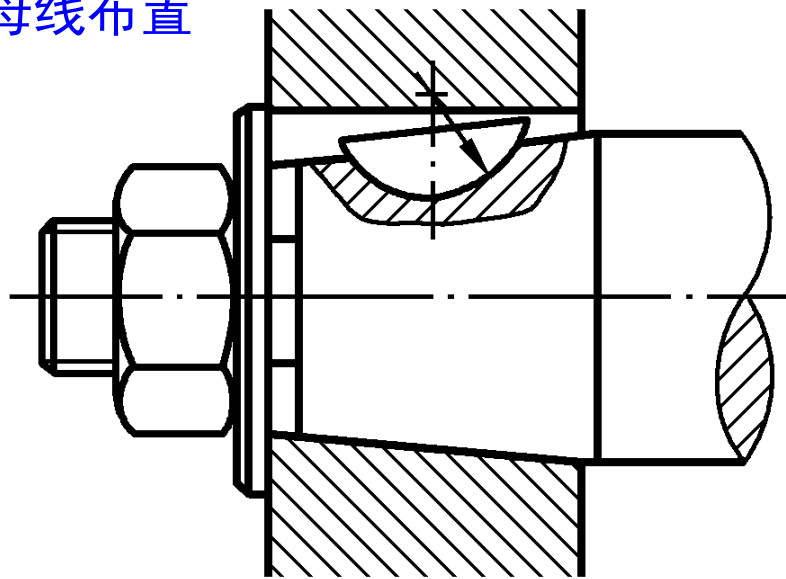
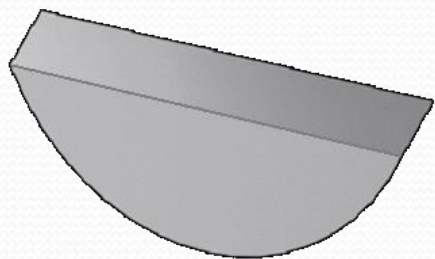
2. 半圆键

轴槽用与半圆键形状相同的铣刀加工，键能在槽中绕几何中心摆动，**键的侧面为工作面**，工作时靠其侧面的挤压来传递扭矩。

特点：工艺性好，装配方便，适用于锥形轴与轮毂的连接，**但**轴槽对轴的强度削弱较大，只适宜轻载连接。

失效形式：键剪断，工作面压溃

成对使用：承载能力不够时用，沿同一母线布置

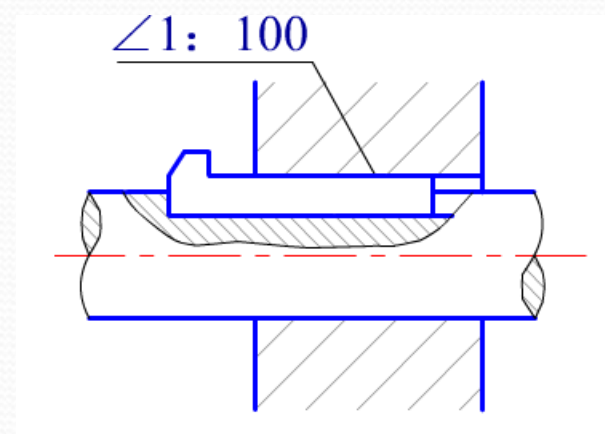


3. 楔键

△结构:

1. 键的上下面及轮毂键槽底面有1:100 斜度
2. 键侧与键槽有间隙，上下面楔紧
3. 可实现单向轴向固定。

△工作原理: 靠上下面挤紧的摩擦力传递转矩，上下面为工作面



特点: 适用于低速轻载、精度要求不高。对中性较差，力有偏心。不宜高速和精度要求高的连接，变载下易松动。钩头只用于轴端连接，如在中间用键槽应比键长2倍才能装入。

失效形式: 工作面压溃

❖ **缺点:** 楔紧产生偏心，对中性差，不适于高速及对中要求高的场合

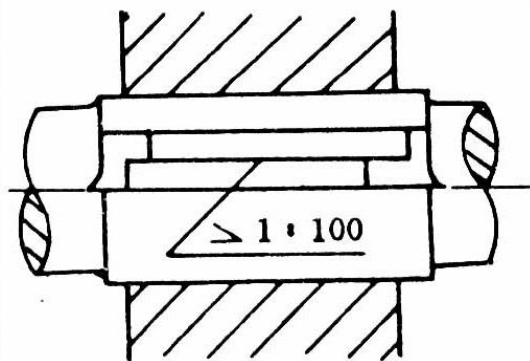
4. 切向键

- 结构：**
1. 一对楔键组成，上下窄面为工作面
 2. 只能单向传递转矩

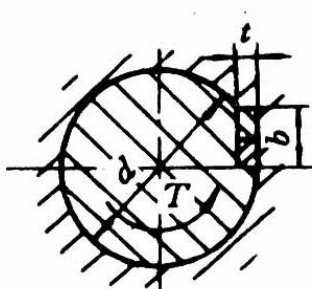
工作原理： 靠工作面与轴及轮毂相挤压来传递扭矩

双向传递： 两对切向键 ($120^\circ \sim 130^\circ$ 分布)

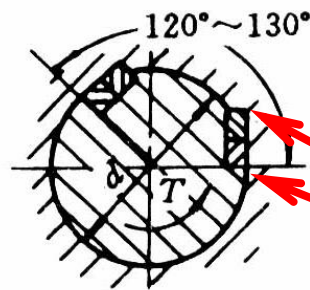
特点： 承载力大 \rightarrow 重型机械



切向键连接

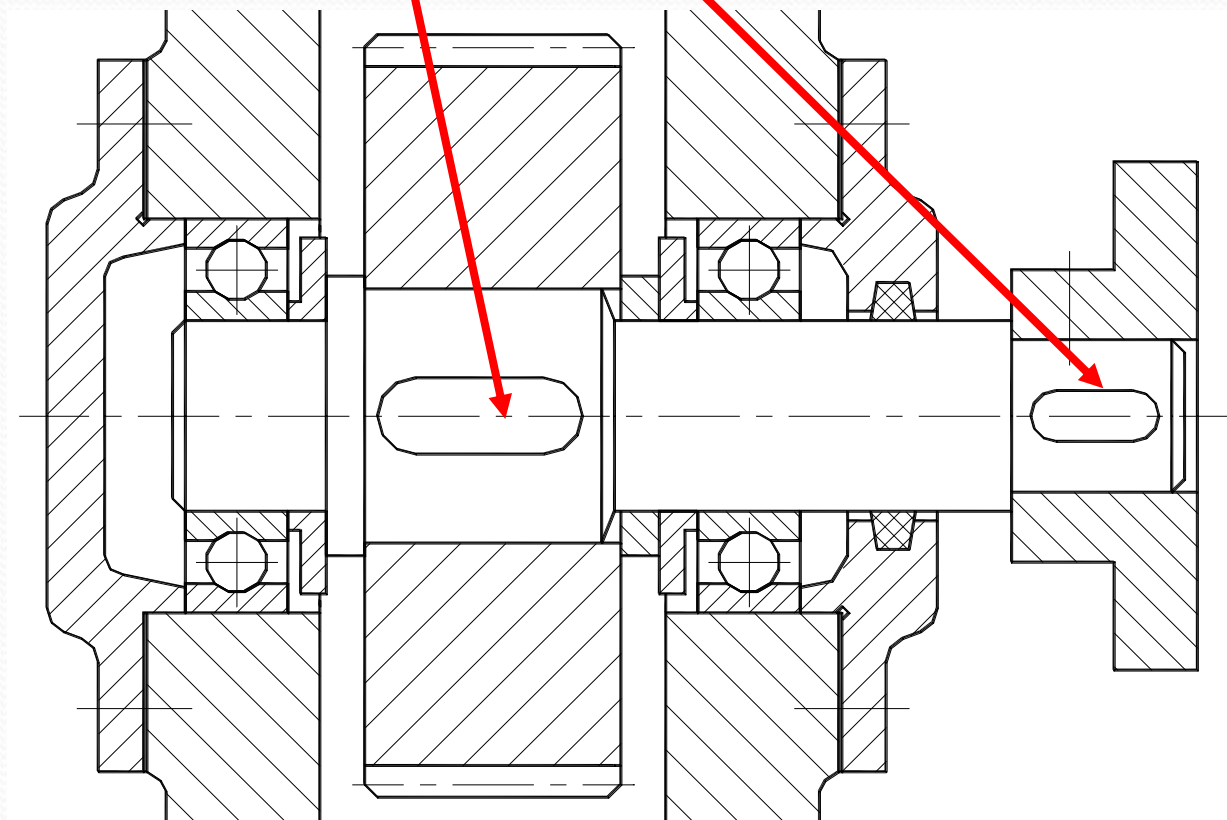


(单向传动)



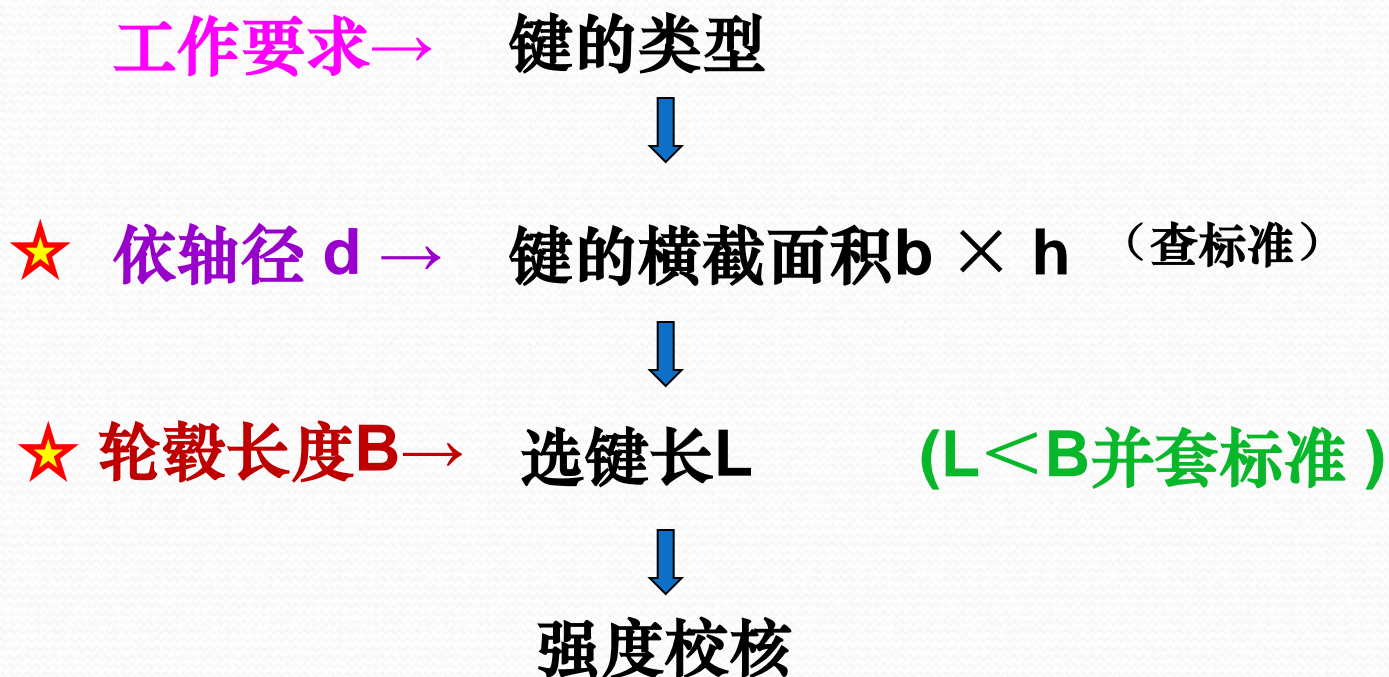
(双向传动)

普通平键连接应用举例



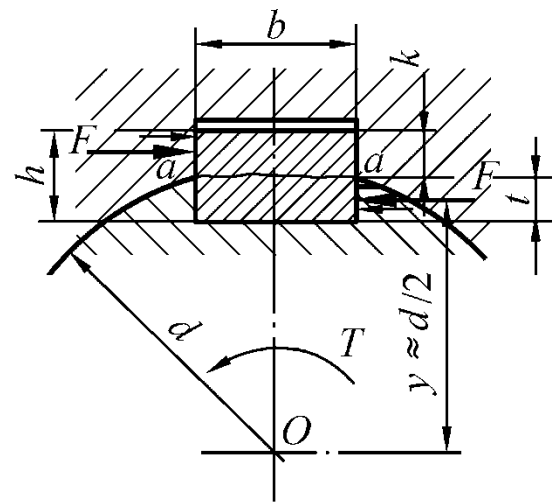
二.平键的强度校核

键的选择计算一般步骤



1. 静连接 → 压溃 → 挤压强度

$$\sigma_p = \frac{F_t}{l h / 2} = \frac{4T}{l h d} \leq [\sigma_p] \quad \text{Mpa} \quad (10-29)$$



2. 动连接 → 磨损 → 压强

$$p = \frac{4T}{l h d} \leq [p]$$

圆头: $l = L - b$
平头: $l = L$
单圆头: $l = L - b/2$

$[\sigma_p], [p]$ — (按强度弱者)查表10-11

T — 转矩 N·mm,

l — 键的工作长度 mm

问题：提高键连接的强度措施？★

- (1) 采用双键。两个平键沿周向相隔180度在强度计算时按1.5个键来计算。
- (2) 增加键长以提高单键联接的承载能力。
- (3) 适当加大轴径。键的截面尺寸也将随之增加。

本章小结：

1. 螺纹联接：

螺纹分类、参数

螺旋副受力分析、自锁、效率

螺纹联接类型

螺纹联接预紧和防松

螺栓联接强度计算及提高强度措施

2. 键联接：

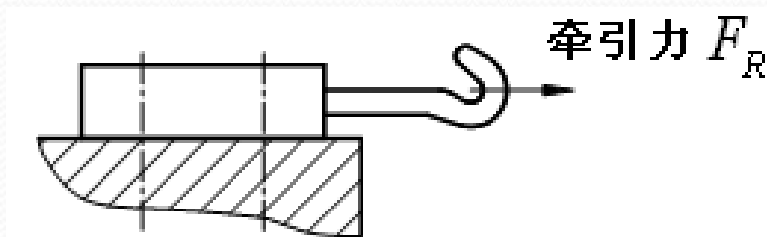
类型、特点、工作原理

功用、失效形式

典型习题

- 1.当两个被联接件之一太厚，且联接不需要经常拆装时，宜采用()。
(A)螺栓联接；(B)螺钉联接；(C)双头螺柱联接；(D)紧定螺钉联接。
- 2.为联接承受横向工作载荷的两块薄钢板，一般采用的螺纹联接类型是_____。
A. 螺栓联接； B. 双头螺柱联接； C. 螺钉联接； D. 紧定螺钉联接
- 3、普通平键联接采用两个键时，一般两键间的布置角度为_____。
A. 90° B. 120° C. 135° D. 180°
- 4、在螺纹连接中，同时拧上两个螺母是为了_____。
A.提高强度 B. 防松 C. 增大预紧力 D.提供备用螺母
- 5.下列四种螺纹中，自锁性能最好的是()。
A. 粗牙普通螺纹； B.锯齿形螺纹； C. 梯形螺纹； D.细牙普通螺纹
- 6、平键联接的可能失效形式有_____。
A、疲劳点蚀 B、弯曲疲劳破坏 C、胶合 D、压溃、磨损、剪切破坏等
- 7.楔键的工作面为_____，平键的工作面为_____。
- 8、连接螺纹牙型多用_____形螺纹。传动螺纹多用_____形螺纹
- 9、平键的工作面为_____，其截面根据_____查标准确定，而键长由轮毂长选定。
10. 预紧后受轴向载荷作用的螺栓联接，预紧力 F_0 ，工作拉力 F_E ，残余预紧力 F_R ，那么螺栓受的总拉力 $F_a = F_E + F_R$

3. 如图所示用两个M10(小径 , 中径)的螺钉固定一牵引钩。若螺钉材料为Q235钢, 屈服极限 , 装配时控制预紧力(安全系数取), 考虑摩擦传力的可靠性系数 , 接合面摩擦系数 $f=0.2$, 求其允许的牵引力 F_R (取计算直径 $d_c=d_1$)。



解: 许用拉应力

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S_s]} = 240 / 1.6 = 150 \text{ MPa}$$

螺钉数 $z=2$, 接缝面数 $m=1$, 则所需预紧力

$$F' = \frac{CF_R}{fmz} = \frac{1.2F_R}{0.2 \times 1 \times 2} = 3F_R$$

强度条件为:
$$\frac{1.3F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma]$$

所以,
$$F_R \leq \frac{\frac{\pi}{4}d_1^2[\sigma]}{4 \times 1.3 \times 3} = \frac{\frac{\pi}{4} \times 8.376^2 \times 150}{4 \times 1.3 \times 3} = 2119 \text{ N}$$

2. 受轴向力紧螺栓联接的螺栓刚度 $k_b = 0.4 \times 10^6 \text{ n/mm}$

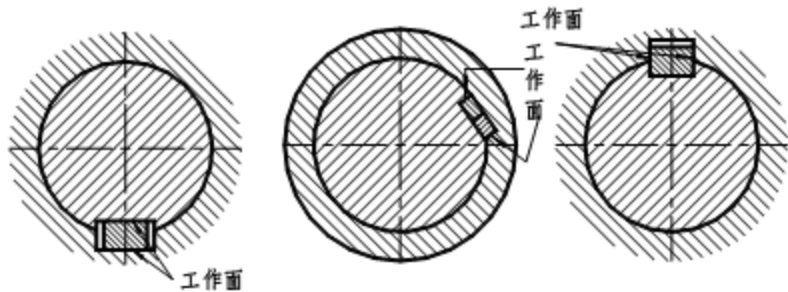
被联接件刚度 $k_c = 1.6 \times 10^6 \text{ n/mm}$ ，螺栓所受预紧力 $F_0 = 8000 \text{ N}$ ，螺栓所受工作载荷 $F_E = 4000 \text{ N}$ ，自选比例尺，画出螺栓与被联接件的载荷与变形关系图，并求出螺栓所受的总拉力和残余预紧力。

$$1) \because F_a = F_0 + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F \quad (3 \text{ 分})$$

$$\therefore F_a = 8000 + \frac{0.4 \times 10^6}{0.4 \times 10^6 + 1.6 \times 10^6} \times 4000 = 8800 \text{ N} \quad (2 \text{ 分})$$

$$2) \because F_R = F_0 - \frac{C_2}{C_1 + C_2} F \quad (3 \text{ 分})$$

$$\therefore F_R = 8000 - \frac{1.6 \times 10^6}{0.4 \times 10^6 + 1.6 \times 10^6} \times 4000 = 4800 \text{ N} \quad (2 \text{ 分})$$



，小径 $d_1 = 14.376\text{mm}$ ，预紧力 $F_E = 20000\text{N}$ ，轴向工作
工作载荷的1.2倍，螺栓材料的许用应力

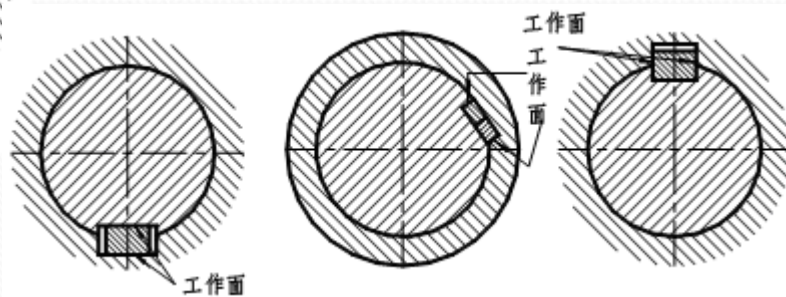
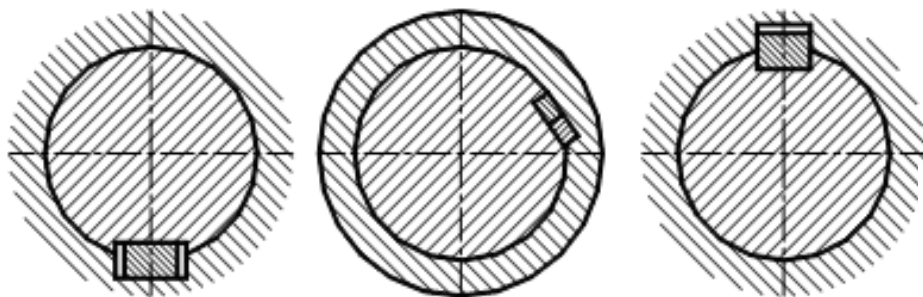
$[\sigma] = 150\text{N/mm}^2$ ；试计算：

(1) 螺栓所受的总拉力； (2) 校核螺栓工作时的强度是否满足。

解：(1) $F_a = F_E + F_R = 10000 + 1.2 \times 10000 = 22000\text{N}$ …… (2分)

$$(2) \sigma_{ca} = \frac{1.3F_a}{\frac{\pi}{4}d_1^2} = \frac{1.3 \times 22000}{\frac{\pi}{4} \times (14.376)^2} = 176.2\text{N/mm}^2 > [\sigma] \quad \dots\dots (2分)$$

4、分别用箭头指出工作面，并在图下方标出键名称



楔键

切向键

平键

5. 有一受轴向变载荷作用的紧螺栓联接，预紧力 $F_0 = 4000\text{N}$ ，轴向工作载荷在 $0 \sim 4000\text{N}$ 之间变化，假设螺栓与被联接件刚度相等，试计算：（1）螺栓所受最大和最小载荷是多少？（2）被联接件之间的压紧力最大和最小值是多少？（3）螺栓材料的许用应力 $[\sigma] = 80\text{MPa}$ ，根据受轴向静载荷计算螺栓尺寸 d_1 。

$$1) F_a = F_0 + \frac{k_b}{k_b + k_c} F_E = 4000 + \frac{1}{2} \times F_E,$$

$$F_{a\min} = F_0 = 4000\text{N}, F_{a\max} = 4000 + \frac{1}{2} \times 4000 = 6000\text{N}$$

(4分)

$$2) F_{R\max} = F_0 = 4000\text{N}, F_{R\min} = F_{\max} - F_E = 2000\text{N}$$

(2分)

$$3) d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_{a\max}}{[\sigma] \pi}} = 11.14(\text{mm})$$

(4分)